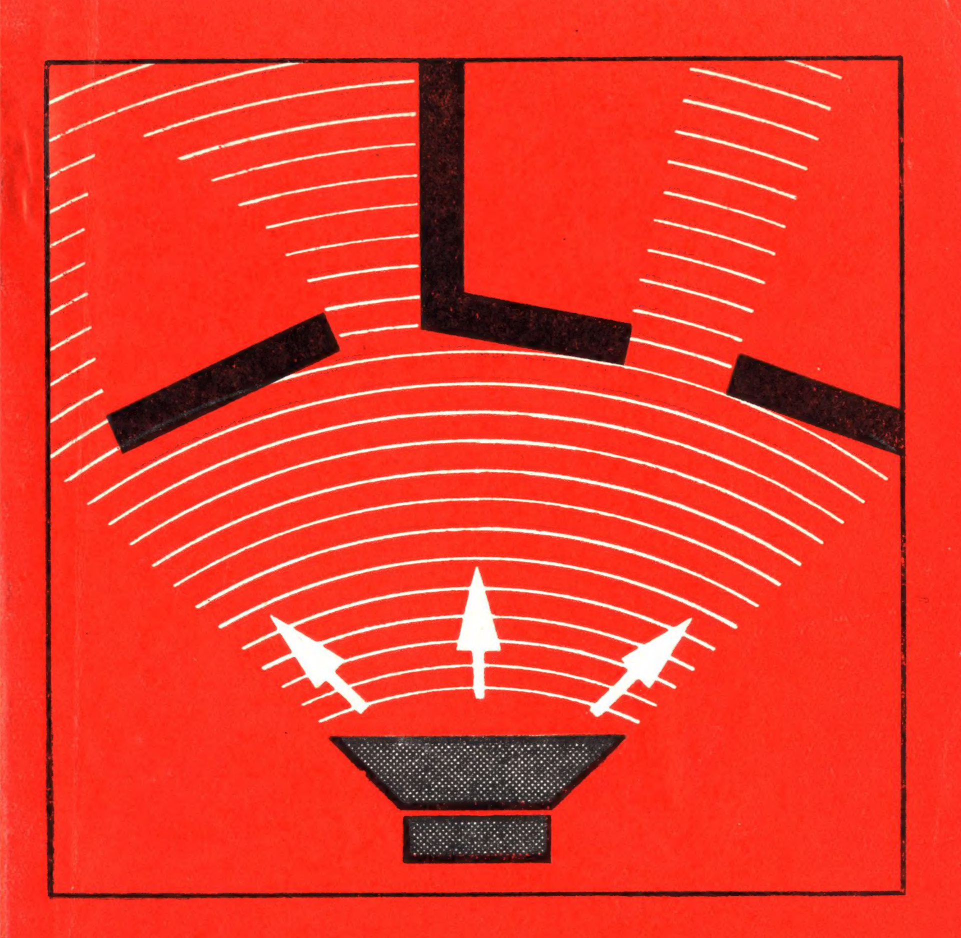
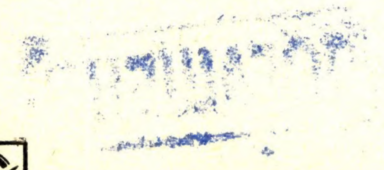


А. С. ПОГОДИН

Шумоглушащие устройства

А. С. ПОГОДИН

Шумоглушащие устройства





Москва «МАШИНОСТРОЕНИЕ» 1973

П 43

УДК 628.517.2

П о г о д и н А. С. Шумоглушащие устройства. М., «Машиностроение», 1973, 176 с.

В книге рассмотрен комплекс вопросов, связанных с решением задачи снижения производственного шума на предприятиях. Даны методы расчета звукоизоляции ограждающих конструкций зданий и помещений, акустические расчеты газодинамических и вентиляционных установок. Приведены мероприятия по снижению шума на различных производственных участках и способы оценки их эффективности. Даны рекомендации по применению звукопоглощающих материалов, шумоглушащих и звукоизолирующих конструкций. Изложены методы снижения шума на испытательных станциях.

Книга предназначена для широкого круга инженерно-технических работников машиностроительных и авиационных заводов, научно-исследовательских и проектных организаций, занимающихся вопросами борьбы с шумом.

Табл. 47. Ил. 94. Список лит. 14 назв.

Редактор канд. техн. наук Г. Л. Осипов
Рецензент канд. техн. наук **Ю. М. Ильящук**



П $\frac{0317-128}{038(01)-73}$ 128—73

ПРЕДИСЛОВИЕ

Осуществление принципа — «Все во имя человека, все для блага человека», провозглашенного Программой Коммунистической партии Советского Союза, предусматривает наряду с подъемом благосостояния советских людей, всемерное оздоровление и облегчение условий их труда. С особой силой этот принцип нашел отражение в решениях XXIV съезда КПСС и XV съезда профсоюзов СССР.

В числе проводимых в стране мероприятий по улучшению и оздоровлению условий труда работающих на предприятиях (совершенствование технологических процессов, механизация и автоматизация производства и т. д.) немаловажное место занимает борьба с производственным шумом, оказывающим при определенных условиях вредное воздействие на организм человека.

В условиях научно-технического прогресса развитие техники сопровождается повышением быстроходности машин и механизмов, увеличением динамических нагрузок, вибраций и другими явлениями, вызывающими появление все более сильного шума.

Борьба с производственным шумом требует значительных материальных затрат. Существует мнение, что эти затраты являются непроизводительными. Анализ, даже поверхностный, этой еще мало изученной проблемы опровергает это мнение. Утомление рабочих, вызванное повышенным уровнем шума, вызывает снижение производительности труда, увеличивает число ошибок при работе, производственных травм, приводит к заболеваниям.

Снижение шума до допустимых нормами значений позволяет избежать заболевания работающих, уменьшить число ошибок при вычислительных работах, уменьшить простои при работе. На отдельных участках благодаря уменьшению шума достигается увеличение производительности труда на 10—15%.

Борьба с шумом является важнейшей народнохозяйственной проблемой.

Теоретические разработки советских и зарубежных ученых С. Н. Ржевкина, А. И. Белова, Н. Н. Андреева, Л. Беранека, Е. Скучика, Н. Оберсга, М. Лаитхилла и других позволили поставить решение ряда проблем борьбы с шумом на научные основы. Научные работы, проведенные рядом советских ученых — Е. Я. Юдиным, И. И. Славиным, И. И. Клюкины, В. И. Заборовым, Б. Д. Тартаковским, Г. Л. Осиповым и другими дают возможность решить многие практические задачи шумоглушения.

Цель настоящей книги — ознакомить инженерно-технических работников различных отраслей машиностроения со способами снижения производственного шума и дать советы по решению отдельных задач шумоглушения. В книге обобщены материалы научно-исследовательской лаборатории шумоглушения института Гипронииавиапрома и ряда других организаций.

Замечания и пожелания по содержанию книги следует направлять в издательство «Машиностроение» по адресу: Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., д. 3.

Глава I

МЕТОДЫ ОЦЕНКИ, ИЗМЕРЕНИЙ И НОРМИРОВАНИЯ ШУМА

1. ОСНОВНЫЕ АКУСТИЧЕСКИЕ ПОНЯТИЯ

Звук как физическое явление представляет собой волновое колебание упругой среды; как физиологическое явление он определяется ощущением, воспринимаемым органом слуха при воздействии акустических колебаний (звуковых волн) в диапазоне 16—20000 Гц.

Звуковые волны возникают в упругой среде, если в ней есть колеблющееся тело или когда частицы упругой среды приходят в колебательное движение под воздействием какой-либо возмущающей силы.

Звук, распространяющийся в воздухе, называется воздушным, в твердых телах (строительных конструкциях или узлах машины) — структурным.

Скорость распространения звуковой волны в какой-либо среде называют скоростью звука. В воздухе при комнатной температуре эта скорость имеет величину ≈340 м/с. При повышении температуры среды скорость звука увеличивается.

Звуковая волна характеризуется частотой и амплитудой колебаний: чем больше амплитуда колебаний, тем больше звуковое давление и тем громче ощущаемый человеком звук.

Частота колебаний — число колебаний в 1 с. Единица измерения частоты колебаний — одно колебание в секунду (1 Гц). Полоса частот, в которой верхняя граничная частота в 2 раза больше нижней, называется октавной. Третьоктавная полоса частот — полоса частот, в которой это соотношение равно 1,26.

Среднегеометрическая частота октавной (или третьоктавной) полосы в Гц выражается соотношением

$$f = \sqrt{f_1 f_2},$$

где f_1 — нижняя граничная частота, Гц; f_2 — верхняя граничная частота, Гц.

Звуковое давление представляет собой разность между мгновенным значением полного давления и средним

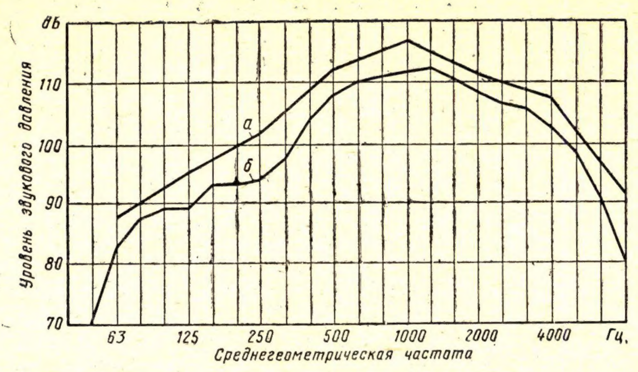


Рис. 1. Спектры шума, измеренные в октавных и третьоктавных полосах частот:

а — уровни звукового давления в октавных полосах частот; *б* — уровни звукового давления в третьоктавных полосах частот

статическим давлением, которое наблюдается в среде при отсутствии звукового поля. Единицей измерения звукового давления в системе СИ принята Н/м^2.

Всякий мешающий и нежелательный звук называется шумом. Спектр шума — распределение величин звукового давления в октавных или третьоктавных полосах частот (рис. 1).

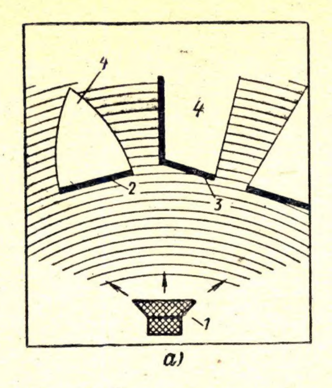
Звуками низких частот принято считать те, частота которых находится в пределах 30—300 Гц, средними — 300—800 и высокими выше 800 Гц.

Человек по-разному воспринимает звуки различных частот. Наиболее неприятными и раздражающими слух являются звуки высоких частот. Например, свист истечения воздуха, визг механизмов, лязг металла и т. д.

Особенностью звуков низких частот является их способность огибать препятствия, проникать через отверстия. Это свойство звуковых волн называется дифракцией (рис. 2).

Явление дифракции звуковых волн необходимо учитывать при проектировании различных звукоизолирующих конструкций. От источника шума высокой частоты можно в некоторых пределах изолироваться экраном, в то время, как от низких частот этот способ бесполезен. При прохождении через ограждающие конструкции интенсивность высокочастотных звуков резко снижается, низкочастотные довольно легко проникают через них.

Эти особенности звуков низких и высоких частот со-



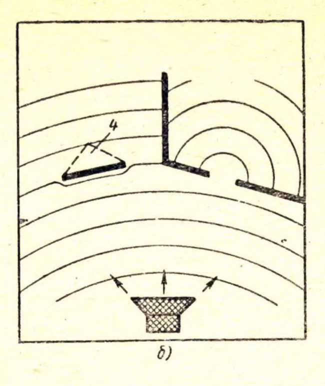


Рис. 2. Распространение звуковых волн высоких (*а*) и низких (*б*) частот:

1 — источник звука; *2* — экран; *3* — ограждение с отверстием; *4* — область звуковой тени

здают на практике иногда благоприятные условия для борьбы с шумом, иногда, наоборот, сильно затрудняют решение задачи.

Величина звукового давления, которое способно воспринимать человеческое ухо, колеблется в очень больших пределах. Звуковое давление едва слышимого звука (порога слышимости) принято равным $2 \cdot 10^{-5}$ Н/м². Давление вблизи работающего мотора самолета имеет величину более $2 \cdot 10^{2}$ Н/м².

Для измерения звукового давления установлена логарифмическая шкала, в которой очень большой диапазон значений уложен в сравнительно небольшой шкале логарифмических единиц. Переход от одного деления шкалы к другому соответствует изменению силы звуковых колебаний не на определенное число единиц, а в определенное число раз.

Логарифмическая единица отношений интенсивностей или каждая ступень такой логарифмической шкалы, соответствующая изменению интенсивности в 10 раз, называется Белом и выражается формулой

$$\beta = \lg I/I_0,$$

где β — уровень интенсивност; I — данная величина; I_0 — величина, с которой ведется сравнение.

Если сила звука I больше исходной в 10 раз, т. е. $I : I_0 = 10$, то принято считать, что звук I по уровню больше на 1 Бел. Если это отношение равно 100 или

1000, то по уровню I больше I_0 соответственно на 2 или 3 Бела, так как $\lg 100 = 2$; $\lg 1000 = 3$.

Установлено, что увеличение силы звука в 10 раз для громких звуков ощущается на слух, как увеличение громкости примерно в 2 раза. Человеческий слух в состоянии отличать и меньшие изменения громкости. Поэтому в акустике принята более мелкая единица измерения, равная одной десятой Бела — децибел (дБ)

$$L_I = 10 \lg I/I_0.$$

Уровень звукового давления в дБ определяют по формуле

$$L = 20 \lg p/p_0,$$

где p — среднеквадратичное значение звукового давления в точке измерения, Н/м²; p_0 — пороговая величина звукового давления, равная $2 \cdot 10^{-5}$ Н/м².

Распространению звуковых волн сопутствует распространение звуковой энергии. Звуковое давление неполностью характеризует источник шума. Источник шума в помещении большого объема может оказаться еле слышимым, а в помещении малого объема может создать высокое звуковое давление.

Для полной характеристики источника шума введено понятие — звуковая мощность.

Звуковой мощностью P называется общее количество звуковой энергии, излучаемой источником шума в окружающее пространство за единицу времени (единица измерения Ватт).

Так же как для звукового давления, при определении звуковой мощности по шкале децибелов устанавливается пороговая мощность, с которой ведется сравнение измеряемых или рассчитываемых величин. Этой величиной является 10^{-12} Вт.

При оценке звуковой мощности в дБ с помощью шкалы децибелов используют зависимость

$$L_p = 10 \lg P/10^{-12}.$$

Для некоторых источников шума, таких как газовоздушные струи, различные вентиляторы и воздуходувки, звуковая мощность может быть определена расчетным путем.

Для других источников, какими являются электродвигатели, станки, редукторы и другие шумящие машины, метод расчета звуковой мощности пока не существует,

Ее значение вычисляют косвенным путем в соответствии с инструкциями и стандартами по результатам измерений уровней звукового давления.

Как и звуковое давление, звуковая мощность характеризуется частотным составом, т. е. источник шума может иметь различную звуковую мощность для разных частот.

Звукоизолирующие свойства ограждающих конструкций оценивают также в децибелах.

Звукоизолирующая способность определяется по формуле

$$R = 10\,g\frac{P_1}{P_2},$$

где P_1 и P_2 — падающая и прошедшая через ограждение звуковые мощности.

Уровни звукового давления, выраженные в децибелах, арифметически складывать нельзя. При совместном действии одинаковых источников шума суммарный уровень звукового давления определяют по формуле

$$L_{сум} = L_1 + 10\lg n, \qquad (1)$$

где L_1 — уровень звукового давления одного источника, дБ; n — число одинаковых источников.

Из этой формулы видно, что два одинаковые по силе источника шума совместно создадут уровень на 3 дБ больший, чем каждый в отдельности, так как $\lg 2 = 0{,}3$, когда источников 10, увеличение равно 10 дБ, а при 100 источниках шум возрастет на 20 дБ.

При практическом применении этого соотношения необходимо учитывать, что оно справедливо для случаев, когда расстояние между источниками шума невелико по сравнению с расстоянием от точки прослушивания. Например, если на площади 1 м^2 расположены пять выхлопных труб, выбрасывающих воздух, а точка прослушивания находится в 10 м от них. Или, если испытательная станция имеет 10 выхлопных шахт, расположенных на длине 50 м, а точка прослушивания находится в 300 м или более. В других случаях, например, когда в помещении работает много одинаковых станков, это соотношение неприменимо, так как необходимо учитывать уменьшение уровня звукового давления при увеличении расстояния между источниками и точкой прослушива-

ния. Для таких случаев расчет ведется по формулам, учитывающим ряд дополнительных факторов.

Суммарный уровень звукового давления при совместном действии двух разных по интенсивности источников определяют по формуле

$$L_{сум} = L_б + \Delta L, \quad (2)$$

где $L_б$ — бо́льший из двух суммируемых уровней; ΔL — добавка, определяемая по рис. 3.

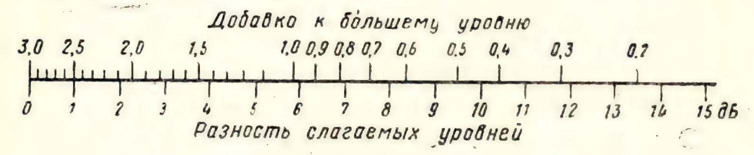


Рис. 3. Шкала для сложения уровней звукового давления или звуковой мощности

Если, например, необходимо определить суммарный уровень трех источников с уровнями звукового давления соответственно $L_1 = 104$ дБ, $L_2 = 96$ дБ, $L_3 = 98$ дБ, то из рис. 3 и по разности $L_1 - L_2 = 6$ дБ, находим $\Delta L = 1$ дБ, $L_{сум\ 1-2} = 104 + 1 = 105$ дБ. Затем находим добавку для разности уровней 105—98=7 дБ, которая равна 0,7 дБ. Таким образом, $L_{сум} = 105{,}7$ дБ.

При большом числе источников такое последовательное суммирование продолжают аналогичным образом. При разности уровней больше 6—8 дБ уровнем шума меньшего источника в большинстве случаев можно пренебречь.

Особенности суммирования уровней источников шума имеют большое практическое значение для создания средств снижения шума. При большом числе источников шума заглушение нескольких из них практически не ослабит общий шум и для существенного ослабления общего шума необходимо в первую очередь заглушить наиболее мощные источники.

Звукопоглощением называется способность материалов или конструкций поглощать звуковую энергию.

Звукопоглощающими свойствами обладают многие материалы, однако в практике шумоглушения звукопоглощающим материалом принято считать такие, которые имеют коэффициент звукопоглощения $\alpha > 0{,}2$. Этот коэф-

фициент показывает отношение энергии отраженной звуковой волны к падающей на материал. В лабораторных условиях коэффициент звукопоглощения α определяют интерферометром. В этом приборе звук падает на образец материала перпендикулярно (нормально) к его поверхности.

В действительности звуковые волны падают на поверхность ограждений под самыми различными углами, поэтому для практических расчетов необходимо знать коэффициент звукопоглощения материала в условиях диффузного звукового поля. Этот коэффициент определяют при испытании материала или конструкции в специальных камерах со скошенными стенами, называемых реверберационными. Особенностью таких камер является большое время стандартной реверберации T. Это время необходимо для того, чтобы уровень звукового давления в помещении уменьшился после выключения источника шума на 60 дБ (в 1000 раз по абсолютной величине).

Время стандартной реверберации в пустых камерах имеет величину до 10 с и более, при наличии же там звукопоглощающего материала или конструкции оно резко уменьшается. По изменению времени реверберации определяют коэффициент звукопоглощения материала или конструкции. Если материал или конструкция полностью поглощают падающую на него звуковую энергию, то коэффициент звукопоглощения равен 1. Таким поглощением обладает, например, открытое окно, когда шум излучается внутри помещения, звуковая энергия уходит в пространство за окном без отражения.

Существующие пористые, волокнистые и другие звукопоглощающие материалы имеют коэффициенты звукопоглощения 0,2—0,9 в зависимости от частоты звука, толщины слоя, наличия воздушного зазора и других факторов. Подробно данные о звукопоглощающих материалах приведены в гл. II.

За единицу поглощения принято такое поглощение, которое имеет 1 м² открытого окна. Эта единица называется эквивалентной площадью звукопоглощения и имеет размерность м². Если коэффициент звукопоглощения материала для определенной частоты $\alpha=0,2$, то 5 м² этого материала поглощают столько энергии, сколько 1 м² открытого окна. Звукопоглощением обладают также люди, мебель, драпировки, ковры.

Суммарное звукопоглощение A для помещений ограниченного размера определяют по формуле

$$A = \alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \alpha_n S_n + A_1 + A_2 + \ldots + A_n, \qquad (3)$$

где S_1, $S_2, \ldots$ S_n — площади поверхностей помещения, м^2; α_1, α_2, $\ldots \alpha_n$ — соответствующие коэффициенты звукопоглощения; A_1, $A_2 \ldots$ A_n — звукопоглощение отдельными объектами, м^2.

2. МЕТОДЫ ИЗМЕРЕНИЯ ШУМА

Звуковые волны в атмосфере или другой среде характеризуются колебательной скоростью частиц среды или звуковым давлением.

Прибором — приемником звукового давления в измерительных системах являются микрофоны, которые позволяют улавливать быстрые изменения давления. Для акустических измерений существует большое число приборов. Наибольшее распространение имеют приборы для измерения шума — объективные шумомеры. Шумомером с присоединенным к нему октавным фильтром измеряют уровни звукового давления в октавных полосах частот, чаще всего в диапазоне средних частот 63—8000 Гц. Стандартные среднегеометрические частоты октавных полос в звуковом диапазоне частот приведены в табл. 1.

Электрическая схема шумомера при отсутствии октавного фильтра позволяет измерять суммарные уровни на одной из трех частотных характеристик *A, B* и *C* или линейную частотную характеристику. Результаты измерений, обозначают соответственно дБ*A*, дБ*B*, дБ*C* и дБ. Характеристики *A* и *B* приближенно воспроизводят ход кривых равной громкости с уровнями 40 и 70 дБ. Частотная характеристика С предназначается для измерения звукового давления в диапазоне частот 60—5000 Гц.

Уровни звука, измеряемые с помощью частотных характеристик *A* и *B,* всегда меньше суммарного уровня, определяемого на частотной характеристике *C* или линейной частотной характеристике. Измерение уровней звука по шкале *A* применяют чаще, так как при этом возможно ориентировочное определение характера шума.

Установлена зависимость между значениями кривых предельных спектров, используемых для нормирования

Таблица 1

Стандартные среднегеометрические частоты октавных полос в звуковом диапазоне

Номер октавной полосы	1	2	3	4
Граничные частоты октавных полос, Гц	45—90	90—180	180—355	355—710
Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц .	63	125	250	500

Номер октавной полосы	5	6	7	8
Граничные частоты октавных полос, Гц . .	710—1400	1400—2800	2800—5600	5600—11200
Среднегеометрическая частота октавной полосы, Гц	1000	2000	4000	8000

шума, и измерениями по шкале *А* шумомера. Предельному спектру, принятому в санитарных нормах, в котором величина звукового давления на частоте 1000 Гц является его номером, приближенно соответствует увеличенное на 5 дБ значение уровней звука в ДБ*А*, т. е. спектру, например, ПС-35 соответствует 40 дБА, спектру ПС-45 — 50 дБ*А* и т. д. Более точная зависимость между предельными спектрами и уровнями звука приведена на рис. 4.

Как указано в санитарных нормах, измерение уровня звукового давления по шкале *А* является ориентировочным. Для расчетов, а также в спорных случаях следует использовать данные, полученные на основе замеров уровней звукового давления в октавных полосах частот.

Широкое распространение получили шумомеры марки Ш-63 и Ш-3М. В последние годы начат выпуск нового отечественного прибора — измерителя шума и вибраций марки ИШВ-1.

Прибор предназначен для измерения суммарных и октавного уровней звукового давления от 30 до 150 дБ в диапазоне частот от 22 до 12000 Гц, имеет фильтры с характеристиками *А, В, С*. Частотный анализ обеспечи-

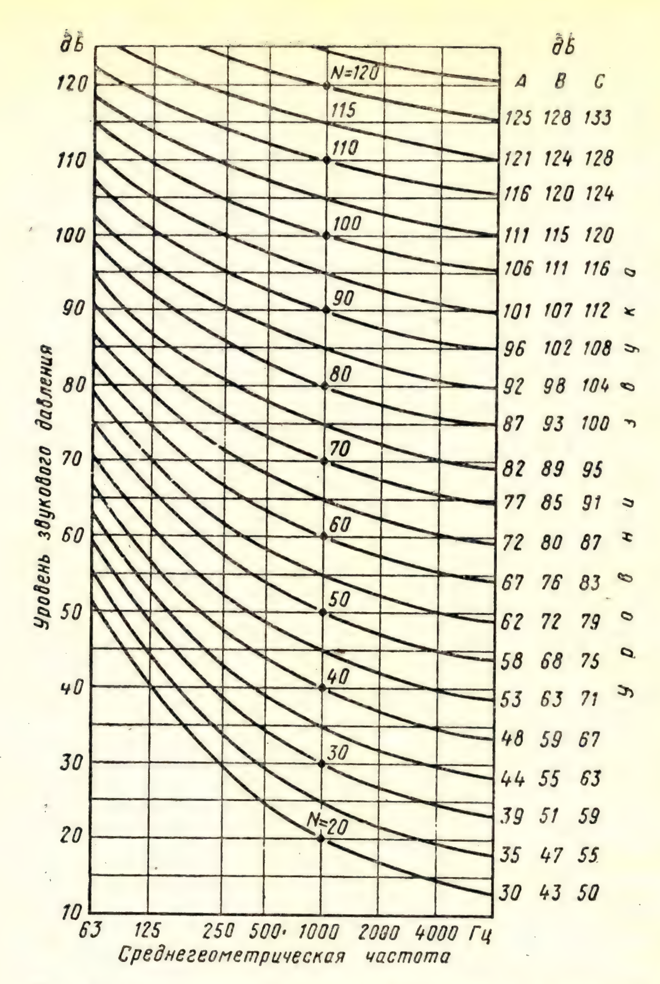
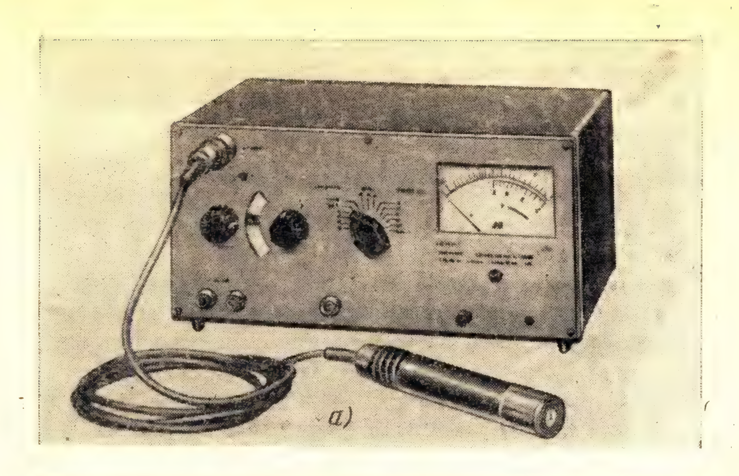


Рис. 4. Соотношение предельных спектров и уровней звука, измеренных по шкалам *A*, *B* и *C* шумомера

вается встроенными октавными фильтрами со среднегеометрическими частотами 16, 32, 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 гЦ. Прибор позволяет измерять и виброускорения в широком диапазоне частот.

Из зарубежных приборов большее распространение получил спектрометр фирмы «Брюль и Кьер», который имеет выносной микрофон со шлангом длиной 30 м и бо-



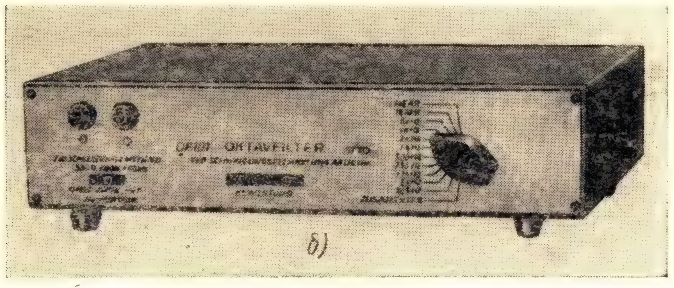


Рис. 5. Шумомер (*а*) и октавный фильтр (*б*) заводов RFT, (ГДР)

лее. Этой же фирмой выпускаются портативные шумомеры с фильтром.

На рис. 5 показан шумомер и октавный фильтр, выпускаемые заводами RFT (ГДР).

Существуют спектрометры, например, фирмы «Хюльет — Паккард» позволяющие не только регистрировать мгновенные значения импульсного шума, но и получать сразу цифровую запись замеренного значения импульсного шума в третьоктавных полосах частот.

Акустические измерения имеют свою специфику. Чтобы получить стабильные и объективные результаты, необходимо учитывать возможные отражения звука от ограждений, конструкций, поглощение звука, направленность излучения и ряд других факторов.

В случае измерения в третьоктавных полосах частот, уровни звукового давления могут быть пересчитаны в октавные полосы по формуле

$$L_{окт} = 10 \lg (10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} + 10^{\frac{L_3}{10}}),$$

где L_1, L_2, L_3 — уровни звукового давления в третьоктавных полосах частот.

При измерениях шума должны быть выполнены указания заводских инструкций к шумомерам по устранению влияния внешних факторов, искажающих показания приборов (вибрации, магнитные поля и др.).

При наличии в помещении шумового фона или источников шума (не являющихся объектом измерения), которые не могут быть устранены или выключены, необходимо учитывать влияние этих шумовых помех. Если уровень звукового давления общего шума, включающий шум машин и помехи, превышает уровень помех в частотной полосе на 10 дБ и более, то помехи можно не учитывать. Если это превышение меньше 10 дБ, то для учета помех необходимо из уровня звукового давления общего шума вычесть поправку, значения которой приведены в табл. 2.

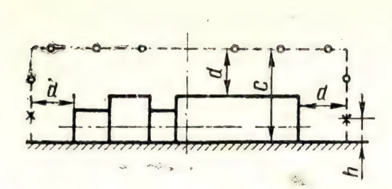
Таблица 2

Поправки на влияние шумового фона

Разность между уровнем звукового давления общего шума и уровнем помех в октавной полосе ($L_{сум} - L_{пом}$), дБ	Поправка, дБ
9—6	1
5—4	2

Если разность между уровнем звукового давления общего шума (шума машины и шума помех) меньше 4 дБ или сильно колеблется, то получить правильные результаты нельзя.

Вышедший в 1966 г. ГОСТ 11870—66 регламентирует с 1968 г. методы определения шумовых характеристик для всех видов машин, механизмов, технологического оборудования, механизированного инструмента, а также отдельных узлов, создающих стабильные шумы. Наряду с точными методами стандарт предусматривает и метод приближенного определения уровня звуковой



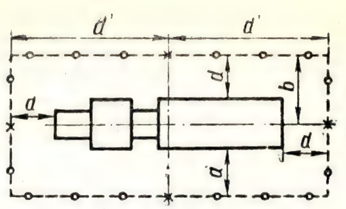


Рис. 6. Расположение линий и точек измерений звукового давления по ГОСТ 11870—66:

h — высота измерительной линии над полом; * — основные точки; *o* — дополнительные

мощности на расстоянии 1 м от наружного контура машины (рис. 6). Такие измерения больше распространены, так как их можно выполнять в производственных условиях. При этом измерения следует проводить при выключенном остальном оборудовании. Средние уровни звукового давления или средний уровень звука на опорном радиусе L_r в дБ вычисляются по формуле

$$L_r = L + 20 \lg r_s/r_{\text{оп}},$$

где L — средний октавный уровень звукового давления на измерительной поверхности, дБ; $r_{\text{оп}}$ — принятый опорный радиус, м; r_s — радиус эквивалентной полусферы, вычисляемый по формуле

$$r_s = [a(b + c)/2]^{\frac{1}{2}}.$$

Уровни звуковой мощности в октавных полосах будут на 8, 18 или 28 дБ больше вычисленных по формуле средних уровней звукового давления в тех же октавных полосах на опорных радиусах 1; 3 и 10 м.

К методам определения акустических характеристик таких источников шума, как газовые струи, относят измерение в свободном поле, т. е. в условиях сферического излучения, и измерение в диффузном поле, в поле отраженных звуковых волн в реверберационной камере.

Звуковую мощность источника шума в свободном поле определяют измерением уровней звукового давления в точках, расположенных по сферической измерительной поверхности, окружающей источник. На рис. 7 приведен вариант расположения источника шума, измерительной поверхности, точек замера и измерительных поясов, для наиболее часто встречающихся на практике случаев.

Наиболее часто употребляемой на практике измерительной поверхностью является полусфера, наиболее



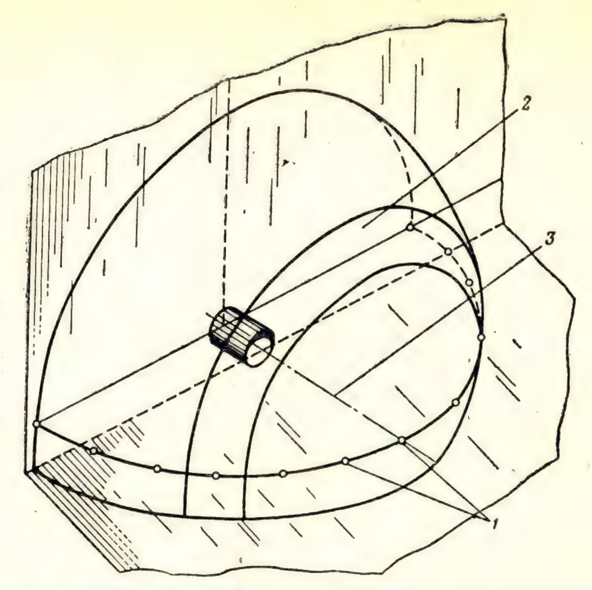


Рис. 7. Расположение точек измерений и измерительных поясов при измерении звуковой мощности по одной четверти сферы:

1 — точки измерений; *2* — измерительный пояс; *3* — ось симметрии излучения источника шума

редко — $^1/_8$ сферы. Число точек замера устанавливают в зависимости от желаемой точности, исходя из величины углов между двумя смежными радиальными направлениями. Эти углы принимают равными 15 или 20°. Для приближенных измерений допустимо их увеличение до 30°.

Уровни звуковой мощности при разбивке сферической измерительной поверхности на пояса подсчитывают по средним уровням звукового давления в каждом поясе. Поясные уровни звуковой мощности для каждой частотной полосы вычисляют по формуле

$$L_{p\,\text{пя}} = L_{\text{ср}} + 20\lg r_{\text{c}} + 10\lg S/r_{\text{c}}^2,$$

где $L_{\text{ср}}$ — средний уровень звукового давления в данном поясе, дБ; r_{c} — радиус сферической поверхности, на которой располагаются точки замера, м; S/r_{c}^2 — относительная площадь пояса, в котором располагаются точки замера, соответствующие заданному углу разбивки (величина безразмерная).

Суммируя звуковые мощности всех поясов, находят полные уровни звуковой мощности в каждой частотной полосе по формуле

$$L_{p\,\text{пол}} = 10\lg \sum_{i=1}^{n} 10^{0.1 L_{p\text{пя}}}.$$

В практике имеют место случаи, когда измерить звуковую мощность газодинамических установок точными методами не представляется возможным (большая высота вертикальных выхлопных шахт, наличие потока горячих газов и др.). Тогда можно воспользоваться схемой, приведенной на рис. 8. Микрофон устанавливают под углом 45° к плоскости отверстия излучающего шум, на расстоянии r, равном одному диаметру выхлопной шахты. За радиус опорной поверхности принимают расстояние от точки установки микрофона до оси шахты r_1. Уровень звуковой мощности в дБ рассчитывают по формуле

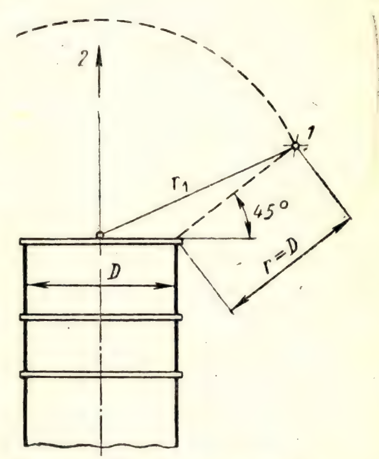


Рис. 8. Схема измерения звуковой мощности, излучаемой выхлопными шахтами:
1 — точка установки микрофона; *2* — направление выхлопа

$$L_p = L + 10\lg S_{\text{эф}},$$

где $S_{\text{эф}}$ — эффективная площадь шумоизлучающего отверстия в м², определяемая по формуле $S_{\text{эф}} \approx 2\pi r_1^2$.

Такой метод измерения дает удовлетворительное совпадение результатов с результатами измерения по шаровым поясам.

3. НОРМЫ ДОПУСТИМОГО ШУМА

В настоящее время в нашей стране нормы допустимого шума на рабочих местах промышленных предприятий и нормы допустимого шума на территории жилой застройки от шума промышленных предприятий регламентируются «Санитарными нормами проектирования промышленных предприятий» (СН 245—71). Согласно

Таблица 3

Допустимые уровни звукового давления и уровни звука на постоянных рабочих местах

Вид шума	Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц. Уровни звукового давления в дБ: 63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Уровни звука в дБА
При шуме, проникающем извне помещений, находящихся на территории предприятий:									
а) конструкторские бюро, комнаты расчетчиков и программистов счетно-электронных машин, помещения лабораторий для теоретических работ и обработки экспериментальных данных, помещения приема больных здравпунктов; . .	71	61	54	49	|45|	42	40	38	50
б) помещения управлений (рабочие комнаты) . .	79	70	63	58	|55|	52	50	49	60
в) кабины наблюдения и дистанционного управления	94	87	82	78	|75|	73	71	70	80
г) то же с речевой связью по телефону	83	74	68	63	|60|	57	55	54	65
При шуме, возникающем внутри помещений и проникающем в помещения, находящиеся на территории предприятий:									
а) помещения и участки точной сборки, машинописные бюро	83	74	68	63	|60|	57	55	54	65
б) помещения лабораторий, помещения для размещения «шумных» агрегатов счетно-вычислительных машин (табуляторов, перфораторов, магнитных барабанов и т. п.)	94	87	82	78	|75|	73	71	70	80
Постоянные рабочие места в производственных помещениях и на территории предприятий	103	96	91	88	|85|	83	81	80	90

П р и м е ч а н и е. Рамкой выделены уровни звукового давления в октавной полосе со средней частотой 1000 Гц, численно соответствующие индексам предельных спектров по рекомендации шума Международной организации стандартов.

этим нормам нормируемыми параметрами шума являются уровни в децибелах среднеквадратичных звуковых давлений L, измеряемых на линейной характеристике (или шкале С) в октавных полосах частот со среднегеометрическими частотами 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 и 8000 Гц.

Для ориентировочной оценки шума возможно пользоваться общим его уровнем, измеренным по шкале *А* шумомера и называемым уровнем звука в дБ*А*.

Допустимые уровни звукового давления и уровни звука на постоянных рабочих местах в помещениях и на территории предприятий следует принимать по табл. 3.

В зависимости от характера шума и времени его воздействия величины октавных уровней звукового давления, приведенные в табл. 3, подлежат уточнению в соответствии с данными, приведенными в табл. 4.

Таблица 4

Поправки к допустимым октавным уровням звукового давления и уровням звука в дБ и дБА

Суммарная длительность воздействия за смену (рабочий день)	Характер шума	
	широкополосный	тональный или импульсный
4—8 ч	0	—5
1—4 ч	+6	+1
1/4—1 ч	+12	+7
5—15 мин	+18	+13
Менее 5 мин	+24	+19

Примечания: 1. Тональным считается шум, 1/3 октавный спектр которого имеет пики с уровнями, на 10 дБ и более превышающими уровни соседних полос.

2. Импульсным считается шум, воспринимаемый как следующие друг за другом удары, например парового молота. Уровни звукового давления импульсного шума определяют стандартным шумомером.

Допустимые уровни звукового давления, создаваемые в помещениях установками кондиционирования воздуха, вентиляции и воздушного отопления, следует принимать на 5 дБ ниже приведенных в табл. 3 или фактических уровней шума в этих помещениях, если последние не превышают величин, указанных в табл. 3. Поправку на

тональность вентиляционного шума в этом случае принимать не следует.

В рабочих помещениях управлений, помещениях конструкторских бюро, в административных зданиях и на территории жилой застройки уровни звукового давления регламентируются «Санитарными нормами допустимого шума в помещениях жилых и общественных зданий и на территории жилой застройки № 872—70».

Таблица 5

Допустимые октавные уровни звукового давления и уровни звука в помещениях административных зданий и на территории жилой застройки

Назначение помещения или территории	Среднегеометрическая частота, Гц								Уровни звука, дБА
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
	Уровни звукового давления, дБ								
Территории жилой застройки, непосредственно прилегающие к жилым домам, площадки отдыха микрорайонов и жилых кварталов	67	57	49	44	|40|	37	35	34	45
Рабочие помещения управления и помещения конструкторских бюро в административных зданиях . . .	71	61	54	49	|45|	42	40	38	50

В табл. 5 приведены октавные уровни звукового давления и уровни звука в помещениях административных зданий и на территории жилой застройки, в табл. 6 — поправки к ним.

Для расчетных точек, выбранных снаружи помещений с нормируемым уровнем шума (на прилегающей территории), значение уровней звукового давления допускается принимать на 10 дБ выше приведенных в табл. 5 при условии работы с открытыми форточками и на 5 дБ при открытых окнах.

Данные табл. 4 имеют большое практическое значение при проектировании шумоглушащих и звукоизолирующих устройств. До появления в составе норм времени воздействия шума для расчетов принимали значения уровней шума независимо от его продолжительности.

Таблица 6

Поправки к допустимым октавным уравням звукового давления или уровням звука

Влияющий фактор	Условия	Поправки, дБ или дБ*А*
Характер шума	Широкополосный	0
	Тональный, импульсный . . .	—5
Место расположения объекта	Курортный район	—5
	Новый проектируемый городской район	0
	Жилая застройка, расположенная в существующей (сложившейся) застройке . .	+5
Время суток	День (с 7 до 23 ч)	+10
	Ночь (с 23 до 7 ч)	0
Длительность воздействия постоянного или прерывистого шума в дневное время за наиболее шумные $^1/_2$ ч	Суммарная длительность шума, %	
	56—100	0
	18—56	+5
	6—18	+10
	Менее 6	+15

В результате, когда время воздействия шума за смену или за сутки исчислялось всего несколькими минутами, в проекты средств шумоглушения и звукоизоляции закладывали такие конструкции, которые должны были обеспечить максимальный эффект шумозащиты, что приводило к значительному увеличению объемов и стоимости сооружений, а в ряде случаев даже к отказу снижения шума, как задачи технически неосуществимой.

При устранении вредного воздействия шума на работающих в действующих цехах необходимо пользоваться данными табл. 4. По этим данным определяют, при каких условиях воздействия повышенного уровня шума не появляются профессиональные заболевания.

В тех случаях, когда защита от шума невозможна без замены оборудования или технологического процес-

са, необходимо провести исследование суммарного времени воздействия на человека повышенного уровня шума в течение рабочей смены.

Машинное время различного оборудования, когда происходит излучение повышенного уровня шума, во многих случаях меньше времени рабочей смены. После установления суммарного машинного времени на исследуемом рабочем месте его величина сравнивается с данными табл. 4. Если оно меньше 4 ч за смену, то к допустимому значению прибавляют поправку, величина которой зависит от продолжительности шумового воздействия (машинного времени). Если эти данные не превышают значений нормы с поправкой, можно сделать заключение о том, что на рассматриваемом рабочем месте воздействие шума не является вредным. Если суммарное время воздействия повышенного уровня шума (машинное время) больше 4 ч за смену, то поправку на время воздействия шума не принимают, и защита от вредного воздействия шума должна быть достигнута применением индивидуальных средств и созданием перерывов шумового воздействия.

Глава II

ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИЕ МАТЕРИАЛЫ И КОНСТРУКЦИИ, ВИБРОДЕМПФИРУЮЩИЕ МАТЕРИАЛЫ

1. ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИЕ МАТЕРИАЛЫ

При падении звуковой волны на поверхность материала происходит поглощение ее энергии. Волокнистые или сыпучие материалы при определенных условиях поглощают значительную часть падающей на них звуковой энергии. Такие материалы, как бетон, металл, керамические плитки, стекло и им подобные, почти не обладают звукопоглощающей способностью и их коэффициент звукопоглощения меньше 0,1.

Исследованиями установлено, что коэффициенты звукопоглощения резко уменьшаются с уменьшением толщины слоя звукопоглощающего материала. В устройствах для снижения производственного шума применение

слоя звукопоглотителя толщиной меньше 50 мм без воздушных зазоров нецелесообразно.

Звукопоглощающие материалы, кроме способности поглощать звуковую энергию, должны удовлетворять целому ряду других требований. Материалы, применяемые в вентиляционных глушителях, установленных в приточных системах, не должны выделять пылевых частиц. Для этого, например, не пригодны минеральные ваты, изделия из них или керамические крошки. Если вентиляционные системы обслуживают пожароопасные помещения, то звукопоглощающий материал не должен быть горючим.

В шумоглушащих устройствах, установленных в шахтах всасывания боксов, где испытывают газотурбинные двигатели, не должно быть выдувания частиц звукопоглощающих материалов, которые при попадании в двигатель могли бы привести к его поломке.

На стороне выхлопа материалы и конструкции должны выдерживать высокие температуры, резкую смену температур, вибрации, а в ряде случаев и воздействие водяного пара. Все это необходимо учитывать при выборе звукопоглощающего материала.

В табл. 7 приведен перечень звукопоглощающих материалов, применение которых считается наиболее целесообразным при решении основных задач снижения производственного шума с учетом обеспечения соответствующих гигиенических требований и условий пожарной безопасности.

Ультратонкое стеклянное и базальтовое волокно. Ультратонкое волокно представляет собой разрыхленный слой стеклянных или базальтовых волокон диаметром не более 2—3 мк. Волокно получают при раздувании соответствующего расплава горячими газами. Очень тонкие волокна образуют огромное число пор и лабиринтов, в которых хорошо затухают звуковые колебания. По звукопоглощающим свойствам ультратонкое волокно — один из эффективных материалов. Этот материал не горит, его тонкие волокна очень эластичны и не выделяют, как более толстые, стеклянной пыли. В сочетании с защитными оболочками из капроновой ткани его можно применять даже в вентиляционных глушителях приточных систем, обслуживающих пожароопасные помещения, а также для звукопоглощающих облицовок зданий с нормальной влажностью воздуха. При повышенной

Таблица 7

Материалы, рекомендуемые применять в шумоглушащих устройствах

Устройства	Ультратонкое стеклянное и базальтовое волокно	Минераловатные полужесткие плиты	Однонаправленное стеклянное волокно	Мелкофракционный керамзит	Винипор
Вентиляционные системы (приточные) помещений категорий *А*, *Б*, *В*	+	—	—	—	—
Вентиляционные системы (приточные) помещений категорий *Г*, *Д*	+	—	—	—	—
Вентиляционные системы (вытяжные) помещений всех категорий	—	+	—	—	—
Каналы всасывания боксов испытания турбореактивных, турбовинтовых и газотурбинных двигателей	+	—	—	—	—
Каналы выхлопа боксов турбовинтовых и газотурбинных двигателей с рабочей температурой газа в глушителях до 200°С	—	+	—	—	—
Глушители выхлопа всех видов с рабочей температурой газа до 400 °С	—	—	+	+	—
Звукопоглощающие облицовки и экраны помещений категорий *А*, *Б* и *В*	+	—	—	—	—
Звукопоглощающие облицовки и экраны помещений категорий *Г* и *Д*	+	—	—	—	+

влажности требуется дополнительная защита от коррозии металлоконструкций, соприкасающихся со стеклянным волокном. При использовании базальтовых волокон такой защиты не требуется. Вес волокна небольшой, плотность его набивки в элементах шумоглушения составляет 15—20 кг/м².

Минераловатные полужесткие плиты. Они представляют собой изделия, получаемые прессованием пропитанной крахмальной или фенольной связкой минеральной

ваты. Для шумоглушащих конструкций лучше всего подходит вата, изготовленная центробежным способом и имеющая диаметр волокон в пределах 5—10 мк. При других способах изготовления вата не имеет необходимой устойчивости против вибрации.

Плиты изготовляют с разным объемным весом. Лучшие звукопоглощающие свойства имеют изделия с плотностью 80—120 кг/м³. Толщина плит обычно бывает 50 или 100 мм.

Несмотря на наличие связки, волокна под воздействием воздушного потока могут выдуваться с поверхности. Во избежание этого в конструкциях необходимо применять защитную оболочку из стеклоткани. Последняя практически мало влияет на звукопоглощающие свойства и достаточно надежно защищает волокна от выдувания. Такие плиты могут работать в условиях воздушного потока, имеющего скорость до 25—30 м/с и температуру до 200° С.

Стеклянное волокно однонаправленное. Стеклянное бесщелочное волокно представляет собой разрыхленные пряди однонаправленных некрученых волокон со средним диаметром не более 10 мк, втягиваемых из расплава боросиликатного стекла с содержанием щелочей не более 2%.

Для применения в качестве звукопоглощающего материала пряди однонаправленного волокна разрыхляют на щипальных машинах до плотности в свободном состоянии ~30 кг/м³. Волокно используют в глушителях газодинамических установок с рабочей температурой до 400°С, а также для облицовок и звукоизолирующих кожухов, работающих при той же температуре. Стекловолокно обладает хорошей устойчивостью к вибрациям. Недостатком его является возможность выдувания под воздействием газовоздушного потока, поэтому конструкции, в которых применяют волокно, должны иметь специальные защитные оболочки, предохраняющие материал от выдувания.

Наиболее целесообразная плотность набивки волокна в звукопоглощающих конструкциях составляет 80—120 кг/м³. При этом сохраняются его акустические свойства и обеспечивается необходимая упругость материала для придания ему виброустойчивости.

Мелкофракционный керамзит. Он представляет собой искусственный пористый материал в виде гранул. Мел-

кофракционный керамзит получается из некоторых сортов глины путем вспучивания и последующего обжига при высокой температуре во вращающихся печах. Размеры гранул керамзита, идущего для изделий строительной промышленности, колеблются от 0,5 до 40 мм.

Наибольшим эффектом звукопоглощения обладает керамзит, имеющий фракции 3—7 мм. Этот вид керамзита наиболее стоек к резкой смене температур и воздействию вибраций. Гранулы керамзита размером 10—15 мм покрываются трещинами и разрушаются уже после 4—5 циклов резкой смены температур от —40 до +400°С.

При сочетании мелкофракционного керамзита с оболочкой из проволочной сетки звукопоглотители могут работать в условиях воздействия температуры до 400—450°С, больших скоростей газовоздушных потоков и вибраций.

Этим условиям удовлетворяет керамзит, прочность которого при испытании на сжатие не менее 50 кгс/см². Плотность набивки керамзита в звукопоглощающих конструкциях составляет 700—1000 кг/м³.

Винипор (первоначальное название поропласт полихлорвинилхлоридный). Он представляет собой пористый материал с равномерной структурой белого и желтого цвета. Винипор изготовляют беспрессовым методом путем насыщения пасты на основе поливинилхлоридной смолы углекислым газом под давлением с последующей желатинизацией пены токами высокой частоты. Он, как и многие другие пластмассы, хотя и не является несгораемым материалом, но по сравнению с пенополиуретановым поропластом более устойчив к возгоранию и при горении не выделяет вредных веществ.

Для устройств шумоглушения наиболее подходящим является жесткий и полужесткий винипор в виде блоков толщиной 60 и 100 мм, объемный вес жесткого и полужесткого винипора равен 80—120 кг/м³.

Винипор не требует защитных оболочек, а его конструктивная жесткость позволяет просто решать вопросы его крепления и размещения. Он хорошо приклеивается к стенам и потолку.

Заменители основных звукопоглощающих материалов. Существует ряд звукопоглощающих материалов, помимо основных, приведенных в табл. 7, которые можно применять в шумоглушащих конструкциях и устройствах. К таким материалам относятся капроновые очесы, мине-

ральная вата, стеклянное волокно. Но, как правило, их применение связано с устройством специальных щитов и защитных оболочек, что приводит или к удорожанию конструкций или к ухудшению санитарно-гигиенических условий при изготовлении и монтаже глушителей. В ряде случаев замена материалов не является эквивалентной по степени пожарной опасности и экономичности. Поэтому целесообразность той или иной замены материала необходимо решать в каждом конкретном случае.

Оболочки для звукопоглощающих конструкций. В звукопоглощающих конструкциях все волокнистые и сыпучие поглощающие материалы должны быть защищены акустическими прозрачными оболочками.

Акустически прозрачной считается такая оболочка, которая не ухудшает звукопоглощающих свойств материала конструкции.

Защитные оболочки необходимо применять и в тех случаях, когда звукопоглощение конструкции, например акустические облицовки, работают в условиях вибраций.

В качестве таких оболочек можно применять различные ткани, металлические и пластмассовые сетки, перфорированные листы из металла, пластмассы и даже фанеры. Ткани необходимо применять для защиты звукопоглощающего материала от выдувания под воздействием потока воздуха или газа в глушителях газодинамических и вентиляционных установок.

В шумоглушащих устройствах используют стеклоткани (или стеклосетки) и капроновые ткани. Стеклоткани (или стеклосетки) обладают высокой прочностью, выдерживают воздействие высоких температур и практически не выделяют пыли. В некоторых типах глушителей выхлопа вместо стеклоткани применяют стальные сетки.

Сыпучие звукопоглощающие материалы, например мелкофракционный керамзит или его заменители, можно применять в конструкции в сочетании с металлической сеткой. Для этой цели применяют тканые металлические сетки с размером ячейки 1,4×1,4 мм. Если такая сетка сделана из проволоки толщиной 0,6—0,7 мм, то она обеспечивает полную акустическую прозрачность, так как проходное сечение такой сети составляет более 40% от всей поверхности, а размер ячейки 1,4×1,4 мм гарантирует от высыпания керамзита, минимальный размер гранул которого равен 3 мм. Для конструкций, в которых керамзит защищен от высыпания тканой сеткой упомя-

нутых размеров, защитные оболочки из тканей не нужны. Применение сетки из жаропрочного металла позволяет применять такие конструкции при температурах до 400—500°С.

Сетки из пластмассы применяют для акустических облицовок как защитные и одновременно декоративные оболочки. Они могут быть любой формы, любого способа плетения при условии соблюдения одного требования: проходное сечение ячеек должно быть не менее 20% всей площади поверхности.

Распространенный вид оболочек для шумоглушащих устройств — перфорированные листы из стали или из алюминиевых сплавов. Толщина их колеблется от 0,5 до 3 мм. Такому листу легко придать любую форму, он хорошо сваривается, обладает конструктивной жесткостью.

Проходное сечение, образуемое перфорированными отверстиями таких листов, составляет 20—30% всей площади. При таких размерах перфорированная оболочка в сочетании со стеклотканью или стальной сеткой не ухудшает звукопоглощающих свойств материалов. Применение листов из алюминиевых сплавов позволяет придать конструкциям декоративный внешний вид.

Если звукопоглощающая облицовка помещения должна быть закрыта декоративной тканью, то ее подосновой, создающей конструктивную жесткость, могут служить также перфорированные листы.

В настоящее время промышленность выпускает звукопоглощающие плиты на основе минеральной ваты и связующих веществ (плиты «Па», акмигран и др.). Они применяются без оболочек, имеют хороший внешний вид, позволяющий создавать соответствующие внутренние интерьеры зданий, их используют в основном в общественных зданиях (вокзалы, кинотеатры и т. п.). В шумных промышленных помещениях, в которых есть вибрации и воздушные потоки, ограничено применение звукопоглощающих плит из-за недостаточной их прочности и возможного выделения пыли.

2. ЗВУКОПОГЛОЩАЮЩИЕ ОБЛИЦОВКИ И ШТУЧНЫЕ ЗВУКОПОГЛОТИТЕЛИ

Если источник шума находится в открытом пространстве, то звуковая энергия, излучаемая им, распространяется от него беспрепятственно.

В любой точке прослушивания будет иметь место только прямой звук, излучаемый рассматриваемым источником. Если этот же источник шума установить в закрытом помещении, то в любой точке помещения будет не только прямой звук, но и звук, отраженный от ограждающих поверхностей помещения. В непосредственной близости от источника, например на шумном рабочем месте, влияние отраженного звука невелико, однако при

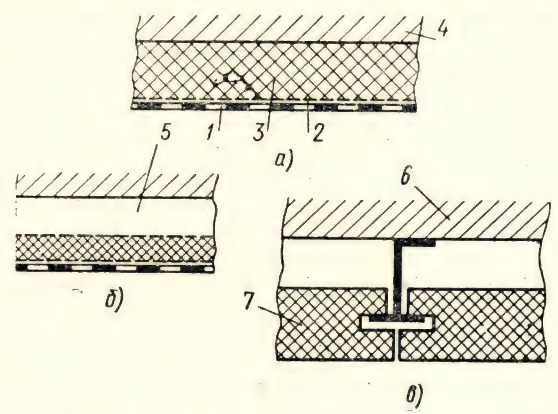


Рис. 9. Схема акустических облицовок:

а — без воздушного зазора; *б* — с воздушным зазором; *в* — с использованием плит из звукопоглощающего материала; *1* — защитная конструкция; *2* — защитная оболочка; *3* — звукопоглощающий материал; *4* — стена или потолок; *5* — воздушный промежуток; *6* — потолок; *7* — плита из звукопоглощающего материала

удалении уже на несколько метров от источника шума это влияние становится значительным. Для уменьшения влияния отраженного звука в шумных производственных помещениях применяют звукопоглощающие облицовки, при падении на которые часть звуковой энергии поглощается.

Принятие решения о применении звукопоглощающих облицовок и штучных звукопоглотителей в промышленных зданиях должно базироваться на результатах акустического расчета, так как не во всех помещениях и не во всех случаях применение их может дать необходимый эффект.

Схемы некоторых типов облицовок и штучных поглотителей приведены на рис. 9 и 10.

Штучные звукопоглотители представляют собой геометрические тела определенной формы, наружные по-

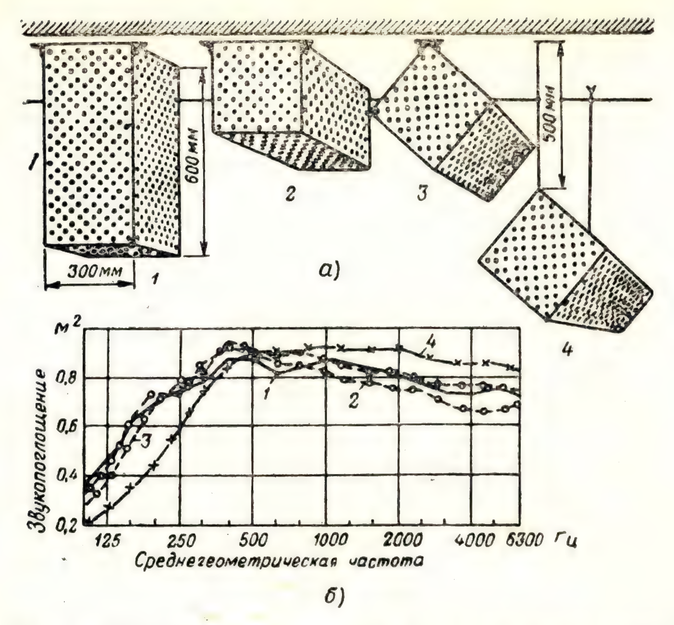


Рис. 10. Штучные звукопоглотители (*а*) и частотные характеристики (б) их звукопоглощения

верхности которых состоят из акустически прозрачных оболочек и заполненные звукопоглощающим материалом. Они могут применяться как в сочетании с звукопоглощающими облицовками, когда эффективность последних недостаточна, так и отдельно вместо облицовок. Облицовки нужны не только в помещениях с повышенным уровнем шума, но и в тех, в которых уровень шума хотя и находится в предельно допустимых границах, но может быть снижен и при этом достигаются лучшие условия труда.

Уменьшение площади покрытия облицовками без снижения их эффективности можно достигнуть за счет использования известного в акустике явления — краевого эффекта. Его сущность заключается в том, что чем больше отношение свободного периметра звукопоглощающего щита к его площади, тем больше его акустическая эффективность. При этом торцовые поверхности щита должны быть выполнены из акустически прозрачного материала.

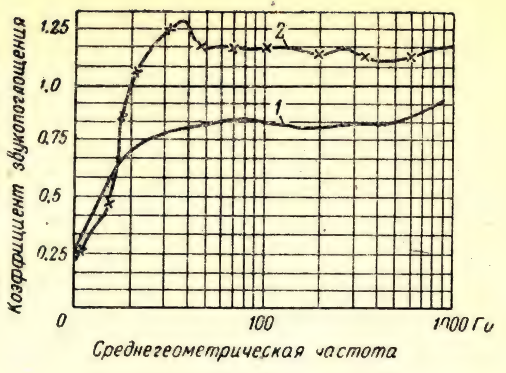
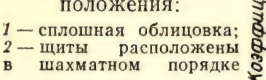


Рис. 11. Зависимость эффективности звукопоглощающих щитов размером 1000×500××50 с заполнением базальтовым супертонким волокном $\gamma = 15$ кг/м³ от их расположения:



Исследованиями было установлено, что размещение одного и того же числа облицовочных щитов в шахматном порядке дает увеличение их акустической эффективности на 25—30% в широком диапазоне частот по сравнению с расположением сплошным массивом (рис. 11). Используя это обстоятельство, можно значительно сократить площадь облицовок, не уменьшая их звукопоглощающих свойств.

Сложным вопросом является устройство звукопоглощающих конструкций в производственных зданиях, имеющих фермы, световые и аэрационные фонари. Сооружение подвесного потолка по нижнему поясу ферм в большинстве случаев невозможно, так как оно лишает здание дневного света, нарушает обмен воздуха, требует устройства специальных подвесных систем для крепления щитов, осветительных и других приборов. Одним из возможных решений этой задачи является применение щитов, получивших название звукопоглощающих балок (рис. 12). Такие балки, размещенные в межферменном пространстве, не затемняют фонарных проемов, не мешают аэрации и в то же время обеспечивают необходимое звукопоглощение. Для помещений с шагом колонн 6 м балки выполняют из легких дюралюминиевых профилей, наполнителем является супертонкое волокно в оболочке из стеклоткани.

Как защитная конструкция, применяется тонкий алюминиевый перфорированный лист или лист из акустически прозрачного стеклопластика. При отсутствии таких листов может быть применена одна декоративная стеклоткань. Вес такой балки составляет 12—16 кг.

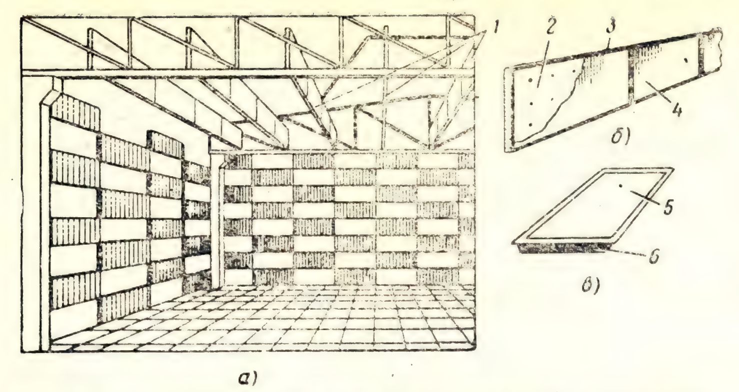


Рис. 12. Звукопоглощающие балки в межферменном пространстве:

а — общий вид цеха с звукопоглощающими балками и облицовкой стен в шахматном порядке; *б* — схема звукопоглощающей балки; *в* — схема звукопоглощающего щита; *1* — звукопоглощающая балка; *2* — мат из супертонкого волокна; *3* — дюралюминиевый каркас, *4* — оболочка из акустически прозрачного стеклопластика; *5* — базальтовый звукопоглощающий мат; *6* — каркас из акустически прозрачного стеклопластика.

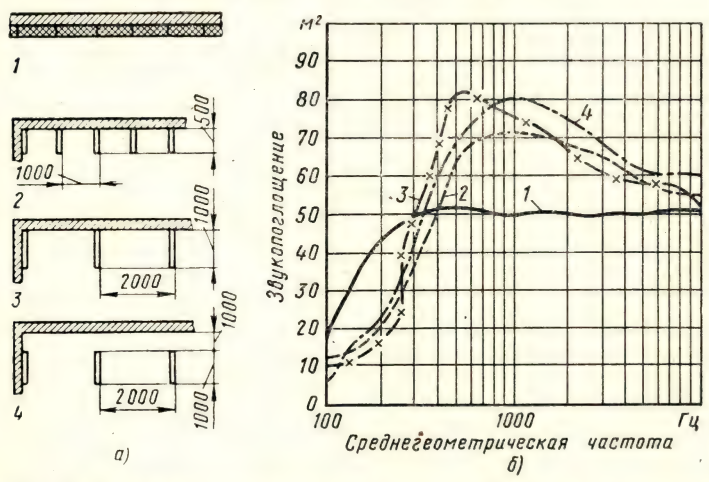


Рис. 13. Схемы звукопоглощающих балок и плоской облицовки (*а*) и зависимость звукопоглощения щитов от их взаимного расположения (*б*):

1 — плоская облицовка; *2, 3, 4* — звукопоглощающие балки

Исследования проводили со щитами размером 1,0×0,5×0,05 м; во всех вариантах их число было одинаковым и их площадь была равна 60 м². Как видно из рис. 13, размещение щитов в виде балок дает значитель-

но бо́льшее поглощение звука, чем плоские облицовки.

Проведенный ниже акустический расчет эффективности облицовок дает удовлетворительные результаты. Если в помещении с однотипным оборудованием выдерживается соотношение

$$\frac{1}{\pi r^2} < \frac{2n}{B_ш},$$

где r — расстояние от геометрического центра источника шума до рабочего места, м; n — общее число одновременно работающих источников; $B_ш$ — постоянная звукопоглощения помещения, определяемая по графику, приведенному на рис. 14.

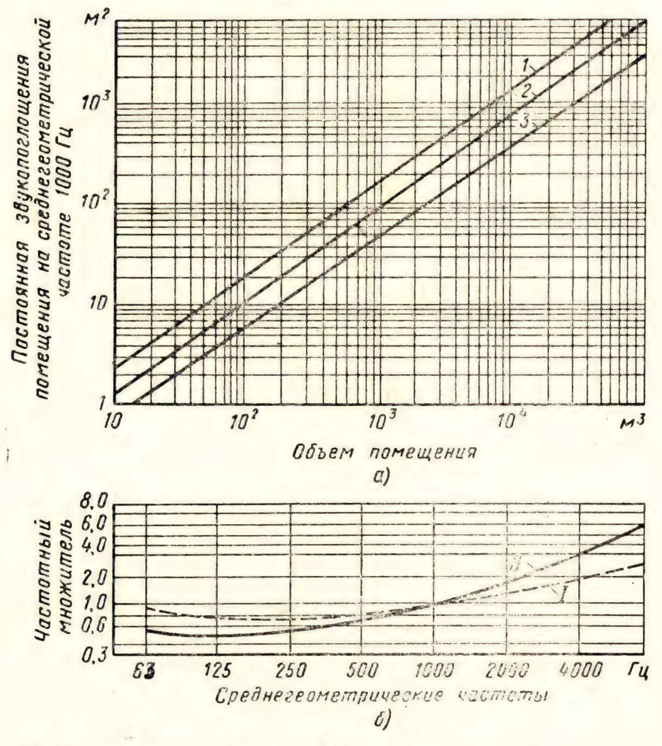


Рис. 14. Зависимость постоянной звукопоглощения помещения $B_ш$ от объема помещения, (*а*) и разложение постоянной по частотному составу (*б*):

1 — помещение с большим количеством людей и мебели; *2* — помещение с небольшим количеством людей и мебели; *3* — помещение без людей и мебели; *I* — небольшие помещения ($V<1000$ м³); *II* — большие помещения ($V>1000$ м³)

В этом случае ожидаемые октавные усредненные уровни звукового давления в дБ в рассматриваемом помещении до акустической обработки ограждающих конструкций звукопоглощающими облицовками можно определять по формуле

$$L_{\text{пом}} = 10\lg\left(\sum_{1}^{n} 10^{0,1L_{p_i}}\right) - 10\lg B_{\text{ш}} + 6, \quad (4)$$

где $L_{p\,i}$ — уровень звуковой мощности, излучаемой каждым источником в рассматриваемой полосе частот (табл. 8);

Если все источники шума излучают одинаковую звуковую мощность L_{p0}, то формула (2) принимает следующий вид:

$$L_{\text{пом}} = L_{p_0} + 10\lg n - 10\lg B_{\text{ш}} + 6. \quad (5)$$

Величину требуемого снижения уровней звукового давления в помещениях определяют по формуле

$$\Delta L_{\text{тр}} = L_{\text{пом}} - L_{\text{доп}},$$

где $L_{\text{доп}}$ — допускаемый уровень звукового давления для рассматриваемой полосы частот.

Величину снижения уровня звукового давления в дБ в зоне отраженного звука за счет применения звукопоглощающей облицовки определяют по формуле

$$\Delta L = 10\lg B_{\text{ш}_1}/B_{\text{ш}}, \quad (6)$$

где $B_{\text{ш}1}$ — постоянная звукопоглощения помещения после обработки его поверхностей звукопоглощающими материалами.

Величину постоянной звукопоглощения в помещении $B_{\text{ш}1}$ после акустической обработки стен и потолка подсчитывают по формуле

$$B_{\text{ш}_1} = (A_0 + \Delta A)/(1 - \alpha_{\text{ср}}),$$

где A_0 — эквивалентная площадь звукопоглощения акустически необработанного помещения, м², $A_0 = BS/(B + S)$, здесь S — общая площадь всех поверхностей помещения, м²; ΔA — добавочное звукопоглощение, вносимое звукопоглощающей облицовкой, м²; $\alpha_{\text{ср}}$ — средний коэффициент звукопоглощения акустически обработанного помещения, $\alpha_{\text{ср}} = (A_0 + \Delta A)/S$.

Добавочное звукопоглощение, вносимое звукопоглощающей облицовкой, определяется по формуле

$$\Delta A = S_{\text{об}}\alpha_{\text{об}} + \Sigma A_{\text{шт}},$$

Таблица 8

Значение величин $10^{0,1L_p}$*

Десятки	Единицы									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
3	1×10^3	$1,3\times10^3$	$1,6\times10^3$	$2,0\times10^3$	$2,5\times10^3$	$3,2\times10^3$	$4,0\times10^3$	$5,0\times10^3$	$6,3\times10^3$	$8,0\times10^3$
4	1×10^4	$1,3\times10^4$	$1,6\times10^4$	$2,0\times10^4$	$2,5\times10^4$	$3,2\times10^4$	$4,0\times10^4$	$5,0\times10^4$	$6,3\times10^4$	$8,0\times10^4$
5	1×10^5	$1,3\times10^5$	$1,6\times10^5$	$2,0\times10^5$	$2,5\times10^5$	$3,2\times10^5$	$4,0\times10^5$	$5,0\times10^5$	$6,3\times10^5$	$8,0\times10^5$
6	1×10^6	$1,3\times10^6$	$1,6\times10^6$	$2,0\times10^6$	$2,5\times10^6$	$3,2\times10^6$	$4,0\times10^6$	$5,0\times10^6$	$6,3\times10^6$	$8,0\times10^6$
7	1×10^7	$1,3\times10^7$	$1,6\times10^7$	$2,0\times10^7$	$2,5\times10^7$	$3,2\times10^7$	$4,0\times10^7$	$5,0\times10^7$	$6,3\times10^7$	$8,0\times10^7$
8	1×10^8	$1,3\times10^8$	$1,6\times10^8$	$2,0\times10^8$	$2,5\times10^8$	$3,2\times10^8$	$4,0\times10^8$	$5,0\times10^8$	$6,3\times10^8$	$8,0\times10^8$
9	1×10^9	$1,3\times10^9$	$1,6\times10^9$	$2,0\times10^9$	$2,5\times10^9$	$3,2\times10^9$	$4,0\times10^9$	$5,0\times10^9$	$6,3\times10^9$	$8,0\times10^9$
10	1×10^{10}	$1,3\times10^{10}$	$1,6\times10^{10}$	$2,0\times10^{10}$	$2,5\times10^{10}$	$3,2\times10^{10}$	$4,0\times10^{10}$	$5,0\times10^{10}$	$6,3\times10^{10}$	$8,0\times10^{10}$
11	1×10^{11}	$1,3\times10^{11}$	$1,6\times10^{11}$	$2,0\times10^{11}$	$2,5\times10^{11}$	$3,2\times10^{11}$	$4,0\times10^{11}$	$5,0\times10^{11}$	$6,3\times10^{11}$	$8,0\times10^{11}$
12	1×10^{12}	$1,3\times10^{12}$	$1,6\times10^{12}$	$2,0\times10^{12}$	$2,5\times10^{12}$	$3,2\times10^{12}$	$4,0\times10^{12}$	$5,0\times10^{12}$	$6,3\times10^{12}$	$8,0\times10^{12}$
13	1×10^{13}	$1,3\times10^{13}$	$1,6\times10^{13}$	$2,0\times10^{13}$	$2,5\times10^{13}$	$3,2\times10^{13}$	$4,0\times10^{13}$	$5,0\times10^{13}$	$6,3\times10^{13}$	$8,0\times10^{13}$

* По данным этой таблицы можно находить величину 0,1 L_p от 30 до 139 дБ. Определим, **например**, величину $10^{0,1\ L_p}$ для L_p=89 дБ. В столбце «десятки» найти число 8, в столбце «единицы» — число 9, искомая величина — 8×10^8.

Таблица 9

Реверберационные коэффициенты звукопоглощения облицовок, объектов и поверхностей

Конструкции или материалы	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	Реверберационные коэффициенты звукопоглощения							
I. Строительные материалы								
Стены кирпичные, неоштукатуренные, шлакобетонные, шлакоалебастровые, асбоцементные плиты	0,025	0,025	0,026	0,030	0,039	0,048	0,059	0,062
Стены оштукатуренные без покраски или с клеевой покраской . .	0,013	0,013	0,015	0,019	0,025	0,038	0,048	0,050
Стены оштукатуренные с масляной покраской	0,009	0,009	0,011	0,013	0,016	0,017	0,018	0,018
Перекрытия, полы и стены бетонные с затиркой из метлахской плитки	0,010	0,010	0,011	0,015	0,019	0,025	0,030	0,035
Полы деревянные дощатые	0,100	0,100	0,110	0,098	0,082	0,080	0,093	0,110
Линолеум, поливинилхлоридная плитка и поливинилацетатные полы	0,022	0,030	0,036	0,034	0,032	0,038	0,038	0,038
Стеклопластики	0,008	0,008	0,010	0,012	0,014	0,015	0,016	0,016
Окна двойные (в деревянных переплетах)	0,350	0,350	0,290	0,200	0,140	0,100	0,060	0,040
Остекленные перегородки, окна одинарные, стеклоблоки	0,035	0,035	0,032	0,029	0,026	0,022	0,020	0,020

II. Звукопоглощающие объекты								
Один человек	—	0,250	0,330	0,400	0,420	0,450	0,480	0,500
Стол с вертикальной чертежной доской и стул	—	—	0,570	0,500	0,530	0,510	0,550	0,650
Стул жесткий	—	0,015	0,020	0,018	0,020	0,021	0,020	0,020
» мягкий	—	0,050	0,090	0,120	0,130	0,150	0,160	0,150
III. Поглощение открытыми проемами (ориентировочные данные)								
Открытое окно или проем, сообщающийся с атмосферой	—	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Дверь, открытая в соседнее помещение	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
IV. Звукопоглощающие облицовки								
Супертонкое волокно								
1) толщина звукопоглощающего слоя 50 мм, воздушный зазор 100 мм: оболочка — перфорированный павинол (авиапол)	0,4	0,5	0,6	0,75	0,87	0,88	0,88	0,88

Продолжение табл. 9

Конструкции или материалы	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	Реверберационные коэффициенты звукопоглощения							
оболочка — стеклоткань ГОСТ 8481—61 марки Э-0,1 и перфорированный металлический лист	0,2	0,46	0,63	0,74	0,84	0,91	0,91	0,91
2) толщина звукопоглощающего слоя 50 мм без воздушного зазора:								
оболочка — перфорированный павинол (авиапол)	0,27	0,40	0,67	0,75	0,82	0,85	0,87	0,87
оболочка — стеклоткань марки Э-0,1 и перфорированный металлический лист	0,08	0,30	0,56	0,73	0,85	0,90	0,93	0,93
Винипор								
Толщина звукопоглощающего слоя 50 мм, воздушный зазор 100 мм	0,10	0,33	0,68	0,88	0,94	0,97	0,97	0,97

Толщина звукопоглощающего слоя 50 мм, без воздушного зазора .	0,02	0,15	0,55	0,85	0,95	0,97	0,97	0,97
Минераловатные плиты								
на крахмальной связке $\gamma = 100-120$ кг/м³ оболочка — стеклоткань марки Э-0,1 и перфорированный металлический лист:								
толщина звукопоглощающего слоя 50 мм без воздушного зазора	0,03	0,18	0,39	0,60	0,73	0,80	0,85	0,85
толщина звукопоглощающего слоя 100 мм без воздушного зазора	0,16	0,38	0,62	0,78	0,85	0,89	0,89	0,89
толщина звукопоглощающего слоя 50 мм, воздушный зазор 100 мм	0,08	0,27	0,53	0,69	0,76	0,82	0,87	0,87

где $S_{об}$ — площадь звукопоглощающей облицовки, м^2; $\alpha_{об}$ — реверберационный коэффициент звукопоглощающей облицовки; $A_{шт}$ — эквивалентная площадь звукопоглощения штучных звукопоглотителей, м^2.

Тип звукопоглощающей облицовки и ее коэффициенты звукопоглощения $\alpha_{об}$ выбирают по табл. 9 с учетом назначения помещения, гигиенических и других требований.

3. АКУСТИЧЕСКИЕ ЭКРАНЫ

Одним из средств снижения производственного шума являются акустические экраны, которые часто становятся единственно возможной защитой от шума машин и агрегатов, установленных как в помещениях, так и на открытом воздухе.

Акустический экран — преграда ограниченных размеров, с определенной звукоизолирующей способностью, устанавливаемая между источником шума и защищаемым от шума местом.

При распространении прямого звука от источника шума за экраном возникает звуковая тень, т. е. снижение уровней звукового давления. Экраны наиболее эффективны для снижения шума высоких и средних частот и плохо снижают низкочастотный шум, который за счет эффекта дифракции легко огибает экраны.

Когда экранами огораживают шумное оборудование, находящееся в помещении, то уровень звукового давления на рабочем месте зависит от двух факторов: эффективности экрана, защищающего рабочее место от прямого звука, и интенсивности отраженного от ограждающих конструкций звука. Поэтому применять экраны в помещениях необходимо в сочетании с акустическими облицовками.

Уровень звукового давления на рабочем месте в дБ при применении экрана в помещении определяют по формуле

$$L = 10 \lg (10^{0,1 L_n} + 10^{0,1 L_0}), \qquad (7)$$

где L_n — уровень звукового давления на рабочем месте, в области звуковой тени, дБ; L_0 — уровень звукового давления отраженного звука, определяемый по формулам (4) и (5), дБ.

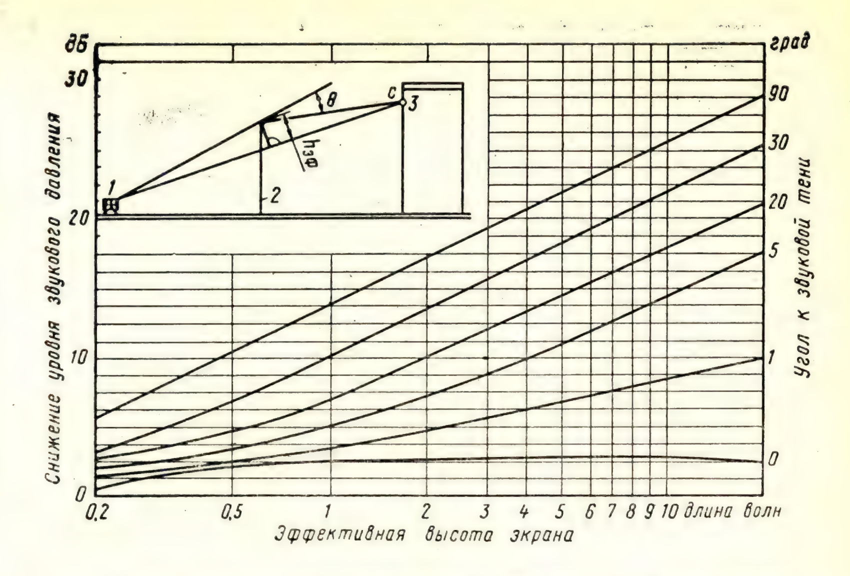


Рис. 15. Зависимость снижения уровня звукового давления от эффективной высоты экрана:

1 — источник шума; *2* — экран; *3* — точка наблюдения; $h_{эф}$ — эффективная высота экрана; Θ — угол к звуковой тени

Уровень звукового давления в области звуковой тени в дБ определяется из соотношения

$$L_n = L_p + 10 \lg 1/2\pi r_1^2 - \Delta L_{эк} + 3,$$

где L_p — уровень звуковой мощности экранируемого источника, дБ; r_1 — расстояние от источника шума до рабочего места, м; $\Delta L_{эк}$ — эффективность экрана, дБ.

Эффективность экрана может быть определена по графику (рис. 15). При этом предполагается, что преграда абсолютно жесткая и имеет бесконечную длину, а источник шума точечный с равномерной направленностью.

Для оценки эффективности экранов небольших размеров можно воспользоваться результатами исследований двух типов экранов, полученных при наличии механических источников шума. Размеры экранов, их тип и расположение относительно источника шума, защищаемых от шума точек, приведенные на рис. 16, соответствуют наиболее часто встречающемуся на практике расположению оборудования и экранов. Результаты эксперимен-

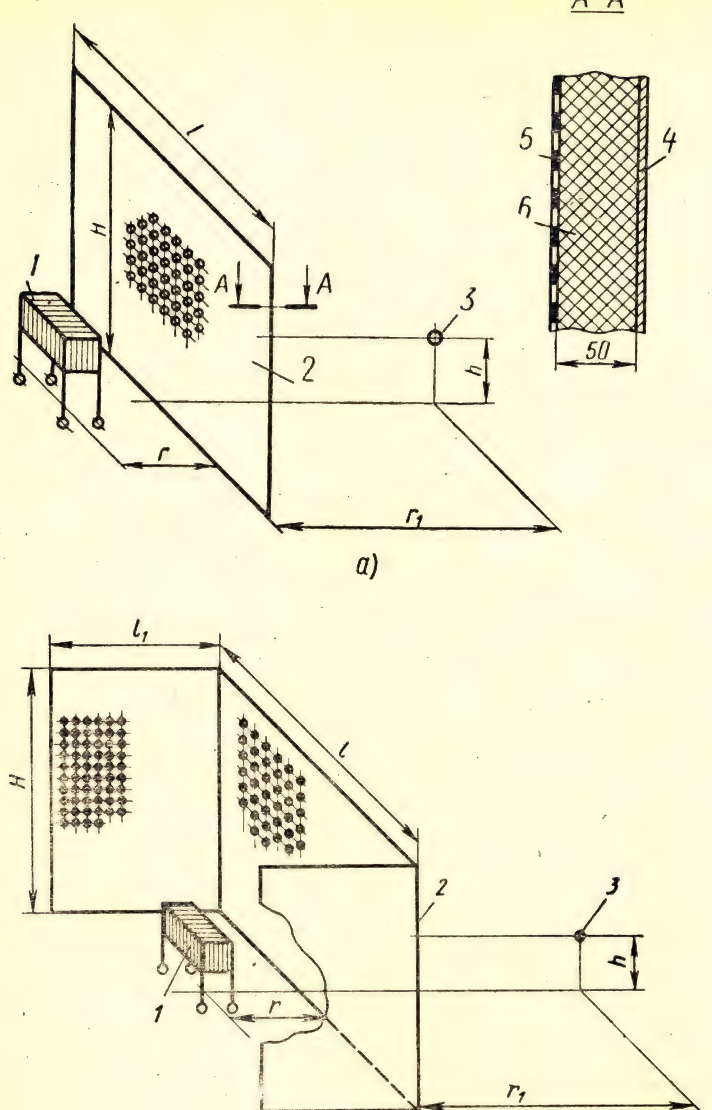


Рис. 16. Схемы экранов: *а* — I типа; *б* — II типа:

1 — источник шума; *2* — экран; *3* — защищаемая от шума точка; *4* — сталь толщиной 2 мм; *5* — перфорированный лист; *6* — звукопоглотитель

Таблица 10

Данные снижения уровней звукового давления за экраном I типа

Размеры экрана и расположение точек измерений, м				Среднегеометрическая частота, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
H	*h*	*l*	r_1	Снижение уровня звукового давления, дБ							
2,4	1,2	1,0	1,0	0	0	5	7	8,5	9	11,5	15
			2,0	0	0	4	6	8	8,5	12	13,5
			3,0	0	0	3,5	5,5	6,5	8	11	13
2,4	1,2	1,5	1,0	0	0	9	10	10	14	17	19
			2,0	0,5	0,5	9,5	8,5	10	12	15,5	18,5
			3,0	1,5	1,0	7	8	9,5	11,5	15	17
2,4	1,2	2,0	1,0	3	7	10	13	14	15	21	23
			2,0	3	7	8,5	11,5	12,5	15	19	22
			3,0	1,5	5	5,5	7,5	13,0	13	17	22
2,4	1,5	3,5	1,0	5	5	9	14,5	17,5	16,5	22	23
			2,0	4,5	5,5	10	12	16,5	17,5	22	23,5
			3,0	4	6	9	9,5	14	15	19,5	22
2,4	1,2	5,0	1,0	8	11	13	16	21,5	24	25	27
			2,0	8	10	9,5	13	20	23	24	27
			3,0	6	10	7	12	15,5	22	23,5	25
1,5	0,75	1,75	1,0	2	1	6	10	10,5	12	14	16
			2,0	1	0	5,5	7,5	10,5	12	14	15,5
			3,0	1,5	0,5	7	5,5	8,5	12	13,5	15
1,5	0,75	2,4	1,0	4	0,5	5	11,5	16	15,5	20	22
			2,0	4,5	0,5	4	9,5	14	15	20	22
			3,0	4	1	5,5	10	12	15	17,5	20
1,5	0,75	3,25	1,0	6	6	9	14	17	16	19	21
			2,0	5,5	3	7,5	9	14	15,5	19	20
			3,0	5,5	1,5	8,5	9	11,5	15	18	20
1,5	0,75	4,75	1,0	6,5	6,5	10	12	18	20	22	24
			2,0	6,5	3	11	12	16,5	17	20,5	23,5
			3,0	6,5	0,5	12	12,5	14,5	16,5	20,5	22,5
1,0	0,5	2,4	1,0	3	0	3,5	9	9,5	11,5	14	17
			2,0	2	0	3	10	9	10	13	15,5
			3,0	1,5	0	0	10	8,5	10	13,5	14,0
2,0	1,0	2,4	1,0	4	5	10	12,5	14,5	15,5	19,5	23
			2,0	4	4	8	10,5	14,5	15,5	18,5	22
			3,0	4	3,5	7,5	9,5	12,5	15,5	18,5	20,5

тальных исследований эффективности экранов I типа приведены в табл. 10, а II типа — в табл. 11.

Таблица 11

Данные снижения уровней звукового давления за экраном II типа

Размеры экрана и расположение точек измерений, м					Среднегеометрическая частота, Гц							
					63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
H	l	l_1	h	r_2	Снижение уровня звукового давления, дБ							
1,5	1,75	1,5	0,75	1,0	8,5	6,5	13	14,5	19	19,5	24	25
				2,0	9	4	11	11,5	18,5	17	21,5	22,5
				3,0	7	2,5	13,5	11,5	18,5	17	19	21,5
1,5	1,75	1,5	1,0	1,0	6,5	7	12	15	18	18	22,5	22,5
				2,0	7	5	9	13,5	17	17	21	21
				3,0	7	3,5	9,5	10	16	16,5	20	20
2,4	2,0	1,5	1,2	1,0	6	7,5	10,5	17,5	21,5	22,5	27	26,5
				2,0	8	7	9,5	17	21	19,5	25,5	25
				3,0	5	7	9	15	20	20,5	24,5	24

Приведенные в табл. 10 и 11 данные получены при измерении на открытом воздухе, и они соответствуют максимально возможному эффекту снижения шума экраном. При этом предполагается, что звукоизолирующая способность конструкции экрана выше его эффективности на всех частотах.

При размещении экранов внутри производственного помещения их эффективность будет уменьшаться в зависимости от размеров помещения и величины звукопоглощения в нем. Для снижения шума до величины, близкой к приведенным данным, необходимо применять экраны в сочетании со звукопоглощающими облицовками потолков и стен.

На рис. 17 показаны рекомендуемые для применения конструкции экранов.

Глухой экран (рис. 17, *а*) представляет собой легкую конструкцию из стали или алюминиевых сплавов. Основу конструкции составляет лист толщиной 1,5—2 мм. По его периметру приклепан несимметричный профиль, который придает жесткость конструкции и служит оправой для перфорированного листа. Экран может иметь смотровое окно (см. рис. 17, *б*).

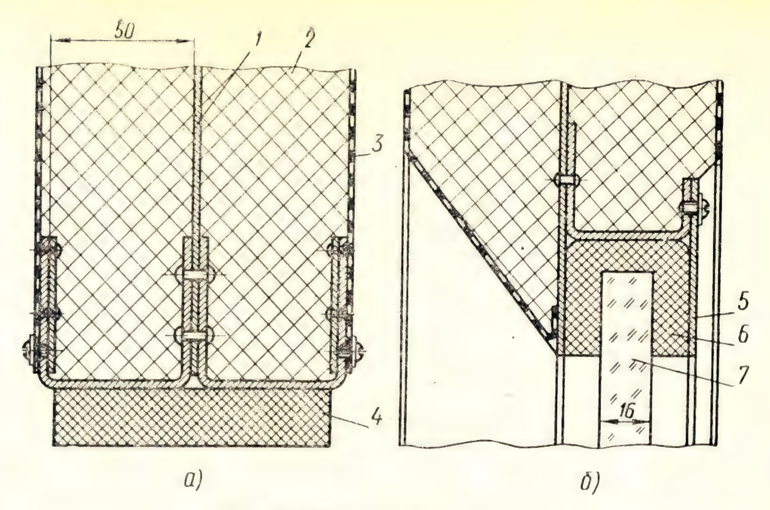


Рис. 17. Конструкции экранов:

а — глухого; *б* — со смотровым окном: *1* — металлический лист; *2* — звукопоглотитель; *3* — перфорированная оболочка; *4* — эластичная прокладка; *5* — обрамление стекла; *6* — прокладка; *7* — стекло

Для экранов необходимо применять высокоэффективный звукопоглощающий материал. Материалы следует выбирать по табл. 9.

Толщина звукопоглощающего материала должна быть порядка 50 мм. Увеличение толщины этого слоя не может повысить общей эффективности шумоглушения, так как экраны эффективны для снижения высоко- и среднечастотных шумов, для которых слой звукопоглотителя толщиной 50 мм вполне достаточен.

Звукопоглощающие экраны целесообразно делать двухсторонними, т. е. имеющими звукопоглотитель с двух сторон. В отдельных случаях, если со стороны обратной источнику шума нет рабочих мест, экран может быть односторонним. Подобные конструкции могут быть сделаны также из стальных листов и профилей.

Конструкция легкого передвижного экрана, предложенная фирмой «Хорст Майер» (ГДР), показана на рис. 18. Основным материалом этого экрана является линолеум или искусственная кожа.

В производственных зданиях, площадь которых исчисляется тысячами, а иногда и десятками тысяч квадратных метров, часто размещают агрегатно-сборочные, заготовительно-штамповочные цехи и им подобные.

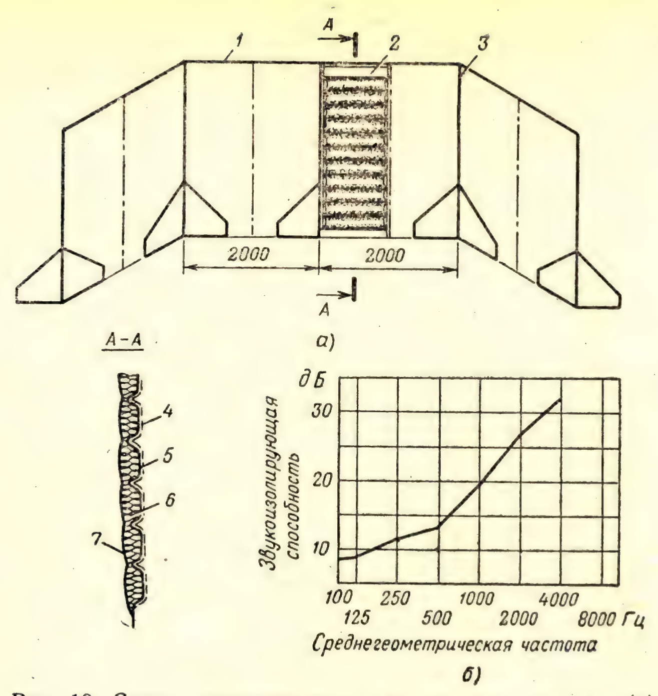


Рис. 18. Схема передвижного акустического экрана (*а*) и график его звукоизолирующей способности (*б*):

1 — каркас из труб; *2* — мат со звукопоглотителем; *3* — стойка; *4* — перфорированная оболочка; *5* — защитная ткань; *6* — звукопоглотитель; *7* — линолеум

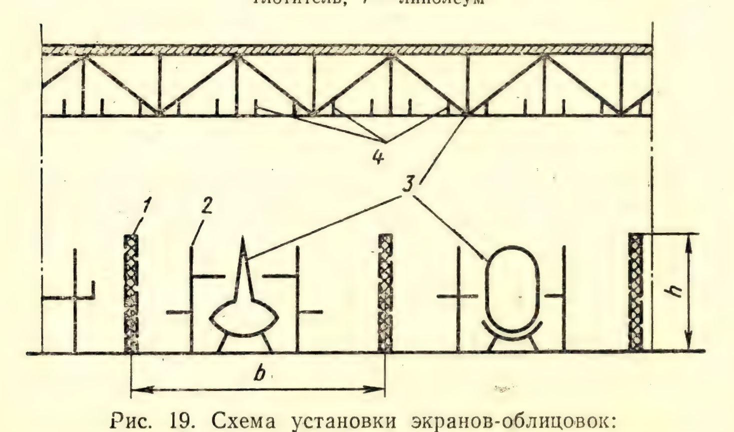


Рис. 19. Схема установки экранов-облицовок:

1 — экраны; *2* — стапели; *3* — шумные рабочие места; *4* — звукопоглощающие балки.

При большой высоте зданий (15 м и более) неэффективно использовать обычные акустические облицовки, а наличие верхних транспортных устройств не позволяет подвесить штучные звукопоглотители над наиболее шумным оборудованием. В таких случаях в качестве звукопоглотителей целесообразно применять акустические экраны-облицовки. Они будут выполнять роль экранов, защищающих одно рабочее место от шума другого, и роль акустических облицовок, поставленных вертикально, подобно звукопоглощающим балкам (рис. 19).

При размещении экранов-облицовок на полу их акустическая эффективность (при одинаковой площади) соизмерима с расположением облицовок на потолке. Для более эффективного использования экранов в помещениях необходимо наличие в межферменном пространстве звукопоглощающих балок или других видов облицовок, ослабляющих влияние отраженного звука.

4. ВИБРОДЕМПФИРУЮЩИЕ МАТЕРИАЛЫ

Вибродемпфирующие (вибропоглощающие) материалы обладают свойствами при нанесении на металлические листовые конструкции ослаблять их вибрации за счет увеличения коэффициента механических потерь.

При жестком соединении с металлом вибродемпфирующие материалы способствуют быстрому затуханию изгибных волн, распространяющихся по металлическим конструкциям, и уменьшают амплитуду вибраций конструкций в области резонанса. В свою очередь, снижение уровня вибраций вызывает уменьшение шума, излучаемого вибрирующей поверхностью. Эффективность покрытия зависит от модуля потерь, определяемого произведением коэффициента внутренних потерь в материале η, и динамического модуля упругости E, которые измеряют на специальной установке в лаборатории. Чем больше произведение этих величин, тем большей вибродемпфирующей способностью обладает материал.

Значения коэффициентов потерь для некоторых известных материалов в сравнении со специальными вибродемпфирующими следующие:

	η
Металлы	0,0001—0,001
Бетон и кирпич	0,001 —0,1
Древесина	0,01
Мягкая резина	0,01 —0,1

Мягкая пробка	0,01 —0,3
Специальные вибродемпфирующие материалы	0,2 —1,0

Кроме специальных вибродемпфирующих материалов, остальные имеют очень небольшие коэффициенты внутренних потерь. Такие материалы, как мягкая резина или пробка, хотя и обладают относительно высокими значениями η, но их динамический модуль упругости очень мал и произведение ηE невелико.

Оценкой эффективности применения вибродемпфирующих материалов является эффект снижения шума, достигаемый при их применении. Этот эффект может быть объяснен двумя физическими явлениями. Во-первых, за счет нанесения демпфирующего материала на вибрирующую поверхность может произойти снижение уровней вибраций конструкций на ее резонансных частотах и, во-вторых, при нанесении достаточно толстых слоев материалов происходит возрастание звукоизолирующей способности стенок (для замкнутых конструкций типа кожухов) за счет увеличения массы единицы поверхности.

Оценка эффекта снижения шума для конструкций пока не поддается расчету, поэтому величина оптимального покрытия и область частот, в которой можно ожидать наибольший эффект снижения шума, устанавливают для каждого конкретного случая экспериментальным путем.

О величине снижения шума в вентиляционной камере после покрытия кожуха вентилятора и воздуховодов слоем мастики ВД 17-59 толщиной 6—7 мм можно судить по графику, приведенному на рис. 20.

На рис. 21 приведены результаты снижения шума при применении на вибростенде кожуха, не покрытого мастикой и покрытого слоем армированной мастики ВД-17-59 толщиной 5 мм.

Применение мастики ВД-17-58 для вентиляционных воздуховодов толщиной 0,6 мм позволяет увеличить их звукоизолирующую способность (рис. 22).

Необходимо иметь в виду, что эффект снижения шума от применения мастик будет получен только в том случае, если источник, на поверхность которого предполагается нанесение мастики, является доминирующим по отношению к другим источникам шума (например, шум корпуса вентилятора по отношению к шуму электродвигателя).

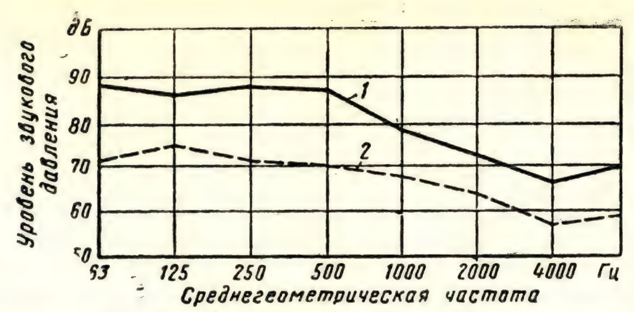


Рис. 20. Кривые, характеризующие шум вентилятора в камере до (1) и после (2) покрытия вибродемпфирующей мастикой ВД-17-59

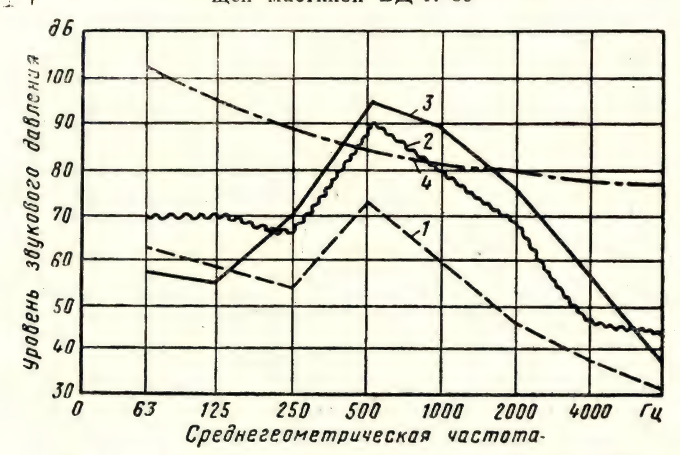


Рис. 21. Кривые, характеризующие шум вибростенда:

1 — после покрытия кожуха мастикой ВД-17-59; 2 — до покрытия кожуха мастикой ВД-17-59; 3 — без кожуха; 4 — допустимый по нормам уровень звукового давления.

Физико-механические параметры, характеризующие вязкоупругие свойства некоторых известных типов материалов, даны в табл. 12.

Существуют и другие материалы. Некоторые из них непосредственно наносят на металл, некоторые в виде листов приклеивают к металлу клеями. Первый способ наиболее удобен.

В табл. 13 приведены вязкоупругие свойства мастик типа ВД-17, состав которых предложен В. А. Дмитриевой, Т. И. Губаревой, Н. Д. Рассадиной, Н. Б. Титовой при участии автора. Эту мастику наносят непосредственно на металл.

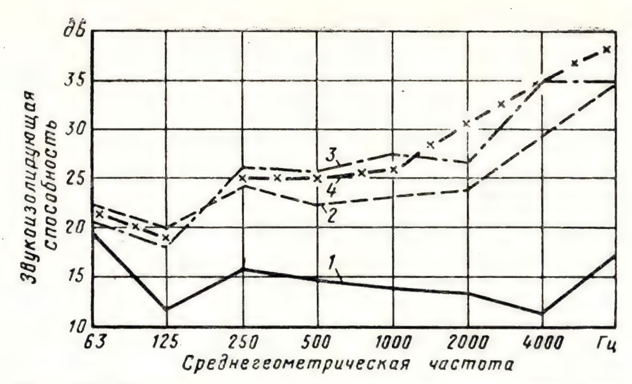


Рис. 22. Кривые, характеризующие изолирующую способность металлического вентиляционного воздуховода толщиной 0,7 мм:

1 — без покрытия; 2 — с покрытием асбестом толщиной 8—10 мм; 3 — с покрытием мастикой ВД-17 толщиной 5—6 мм; 4 — с покрытием минераловатными плитами толщиной 50 мм.

В литературе известно, что демпфирующие свойства мастик улучшаются, если их применять в слоистых конструкциях, т. е. чередуя слои мастики с такими материа-

Таблица 12

Вязко-упругие свойства вибродемпфирующих материалов

Марка мастики	Модуль упругости E, дм/см²	Коэффициент потерь, η	Модуль потерь, $E\eta$	Температурный диапазон, °С
Мастика № 579 ТУМХП 272—50	$8\cdot10^{9}$	0,15	$1,2\cdot10^{9}$	+10+30
Пластик № 378	$8\cdot10^{10}$	0,45	$3,6\cdot10^{9}$	0+35
Мастика А-1	$3\cdot10^{10}$	0,44	$3\cdot10^{9}$	0+30
Мастика А-2	$5\cdot10^{10}$	0,4	$20\cdot10^{9}$	0+30

Таблица 13

Вязкоупругие свойства мастики типа ВД-17

Марка мастики	Объемный вес, кг/м³	E	η	$E\eta$
ВД-17-58	1860	6×10^{9}	0,44	$2,64\times10^{9}$
ВД-17-59	1760	$8,2\times10^{9}$	0,30	$2,46\times10^{9}$
ВД-17-63	1700	$3,9\times10^{10}$	0,23	$8,95\times10^{9}$

лами, как фольга, стеклохолст и т. п. Армированные стеклохолстом и неармированные мастики ВД-17 рекомендуются для нанесения на корпуса вентиляторов, воздуховоды, кожухи, корпуса окрасочных камер и др.

Мастики ВД-17 представляют собой холодную смесь вязкого раствора синтетических смол и наполнителя. Вибродемпфирующее покрытие состоит из двух слоев грунтовочной пасты, нескольких слоев мастики и двух слоев декоративного покрытия. Данные о составе мастик ВД и декоративных покрытий, их консистенции приведены в табл. 14.

Срок хранения приготовленной грунтовочной пасты и вибродемпфирующей мастики в герметически закрытой таре может составить 20—30 дней. При этих условиях

Таблица 14

Состав мастик ВД и декоративных покрытий

Компоненты	Грунтовочная паста	Мастика ВД-17-58	Мастика ВД-17-59	Мастика ВД-17-63	Декоративное покрытие ВД-17-58	Декоративное покрытие ВД-17-59	Декоративное покрытие ВД-17-63
	Весовые части составляющих						
Поливинилацетатная эмульсия ПВАЭ . .	1	1	1	1	0,5	0,5	0,5
Фенолоспирт	0,5	0,5	0,5	0,5	0,2	0,2	0,2
Ортофосфорная кислота (ОФК) 20%-ный водный раствор	24% от веса фенолоспирта				25% от веса фенолоспирта		
Пылевидный кварц марки ПК	—	1,2	—	—	—	—	—
Молотый керамзитовый песок	—	—	1,2	—	—	—	—
Корундовый пресспорошок	—	—	—	1,2	—	—	—
Технический тальк . .	—	0,6	0,6	0,6	0,4	0,4	0,4
Пигмент	—	—	—	—	0,1	0,1	0,1
Консистенция	60—80 с. по вискозиметру	Величина расплыва шара диаметром 100 мм, сформированного из мастики,— 20 мм за 10 мин.			60—80 с. по вискозиметру		

удобно заранее заготавливать состав наполнителя и грунтовочной пасты, а на месте производства работ их смешивать.

Таблица 15

Расход материалов на 1 м² вибродемпфирующего покрытия

Материал	Вес, кг			Примечание
	ВД-17-58	ВД-17-59	ВД-17-63	
Поливинилацетатная эмульсия (ПВАЭ)	3,750	3,750	3,750	—
Фенолоспирт . . .	1,900	1,900	1,990	—
ОФК	0,445	0,445	0,445	Ортофосфорная кислота указана в виде 20%-ного раствора
Пылевидный кварц	4,200	—	—	—
Керамзитовый песок	—	4,200	—	Вес песка указан в размолотом состоянии, после просева через сито (200 мк)
Корундовый пресс-порошок	—	—	4,200	—
Технический тальк	2,300	2,300	2,300	—
Пигмент	0,050	0,050	0,050	Вес красителя указан в сухом состоянии

В табл. 15 приведен расход материалов на 1 м² для трех марок вибродемпфирующего покрытия толщиной 10 мм. Для других толщин вибродемпфирующего покрытия расход материалов определяется соответствующим пересчетом.

Глава III

ЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ И СРЕДСТВА ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ

1. РАСЧЕТ ТРЕБУЕМОЙ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ И ВЫБОР ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Требуемую звукоизолирующую способность ограждающих конструкций промышленных зданий и сооружений определяют специальным расчетом. Исходными данны-

ми для такого расчета являются в октавных полосах уровни звукового давления (спектр шума) в смежных помещениях с изолируемым или снаружи здания. Эти данные определяют либо расчетным путем, либо путем измерений на аналогичных производственных объектах.

Приближенный расчет уровней звукового давления в помещении без звукопоглощающих облицовок может быть произведен по формулам (4) и (5), если известны спектры звуковой мощности всех источников шума в данном помещении. Если помещение имеет звукопоглощающие облицовки, то величину $B_ш$, входящую в эти формулы, следует определять не по графикам (см. рис. 14), а по формулам п. 2 гл. II.

Если шум проникает в помещение или атмосферу через несколько ограждений, то каждое из этих ограждений рассматривается как самостоятельный источник шума и допустимые уровни шума необходимо понизить на величину $10 \lg n$ (n — число ограждений, через которые проникает шум). Если ограждение является однородным, т. е. в нем нет дверей, окон, ниш, внутренних каналов и других элементов, уменьшающих звукоизолирующую способность, то требуемую звукоизоляцию в дБ рассчитывают по следующим формулам:

а) шум проникает из одного смежного помещения в другое,

$$R_{тр} = L_{пом} - L_{доп} + 10 \lg S_ш/B_ш,$$

где $L_{пом}$ — уровень звукового давления в шумном помещении, дБ; $L_{доп}$ — допустимый уровень звуковой мощности, излучаемой из шумного помещения в окружающую атмосферу, дБ; $S_ш$ — площадь ограждения, излучающая шум в смежное помещение, м²;

б) шум проникает в помещение из окружающей атмосферы

$$R_{тр} = L_{нар} - L_{доп} + 10 \lg S_ш/B_ш + 6,$$

где $L_{нар}$ — уровень звукового давления снаружи изолируемого помещения, дБ;

в) шум излучается из помещения в окружающую атмосферу,

$$R_{тр} = L_{пом} - L_{доп} + 10 \lg S_ш - 6.$$

Стены, перегородки, отделяющие шумные помещения от других, могут иметь двери, ворота, окна и ниши, через них могут проходить всевозможные технологические

коммуникации. Все это уменьшает звукоизолирующую способность ограждений, так как сделать, например, ворота, двери, окна, которые имели бы такую же звукоизолирующую способность, как стены толщиной 625 мм, практически очень трудно. Иногда внутри стен проходят вентиляционные воздуховоды, также ухудшающие звукоизоляцию. Все это необходимо учитывать для обеспечения требуемой звукоизолирующей способности ограждений.

В некоторых случаях, чтобы компенсировать неизбежные местные ослабления звукоизолирующей способности, например стены, и не создавать повышения шума в изолируемом помещении, необходимо увеличить звукоизоляцию остальной части этой стены. В таких случаях в расчет вводят среднюю звукоизолирующую способность ограждения. Величину средней требуемой звукоизолирующей способности определяют так же, как и при однородном ограждении по формулам, в которых $R_{тр}$ заменяют $R_{ср}$, а S будет представлять общую площадь неоднородного ограждения. Среднюю звукоизолирующую способность неоднородного ограждения можно определить также по графику, приведенному на рис. 23.

Когда найдена требуемая звукоизолирующая способность ограждения, по таблицам и графикам подбирается конструкция, звукоизоляция которой на всех частотах равна или больше требуемой.

В связи со сложностью расчетов звукоизолирующей способности различных ограждений и особенно многослойных конструкций, их выбирают по заранее определенным или измеренным характеристикам. Для облегчения этой задачи целесообразно часто встречающиеся в практике конструкции ограждений разбить на несколько категорий с различной звукоизолирующей способностью с учетом местных ослаблений звукоизоляции за счет дверей, ворот, окон и светового остекления. Эта разбивка должна делаться с учетом применяющихся в промышленном строительстве типовых конструкций и материалов. В зависимости от требуемой звукоизолирующей способности целесообразно конструкции и материалы разбить на четыре категории (табл. 16).

В соответствии с такой разбивкой звукоизолирующая способность глухой кирпичной перегородки толщиной 125 мм (0.5 кирпича) принимается как звукоизоляция I категории, потому что в промышленных зданиях это на-

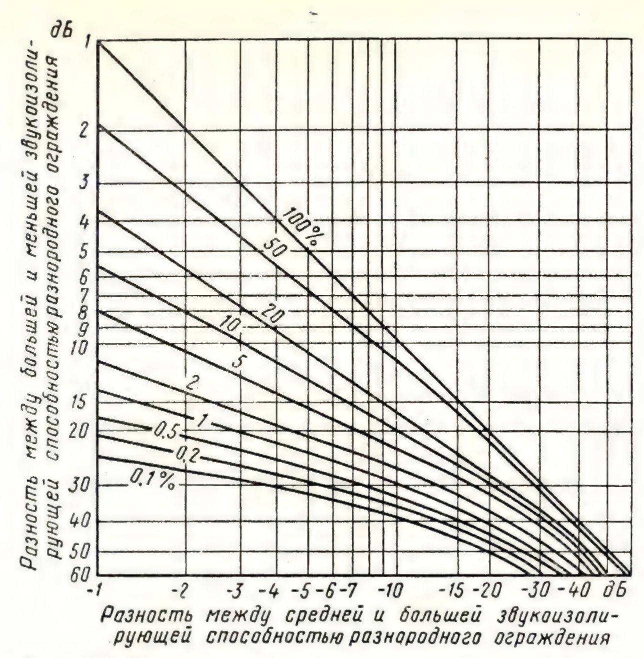


Рис. 23. Номограмма для определения средней звукоизолирующей способности ограждения неоднородной конструкции в зависимости от процента площади, занятой ограждением

иболее распространенный тип перегородок минимальной толщины. Из табл. 16 видно, что звукоизолирующая способность такого ограждения на средних и высоких частотах достаточно велика. Однако при наличии в ограждении специальных звукоизоляционных дверей, ворот или окон с общей площадью до 10% площади рассматриваемой стены эти величины звукоизоляции не будут обеспечены и для ее сохранения необходимо применять кирпичные стены толщиной 250 мм или эквивалентные ей железобетонные.

Аналогично устанавливаются и другие категории.

Для обеспечения звукоизолирующей способности выше IV категории (особая категория) необходимо применять специальные конструкции. Стены должны быть двойными, установленными на раздельных фундаментах (рис. 24), перекрытия — из монолитного железобетона, в некоторых случаях многослойные, двери и ворота —

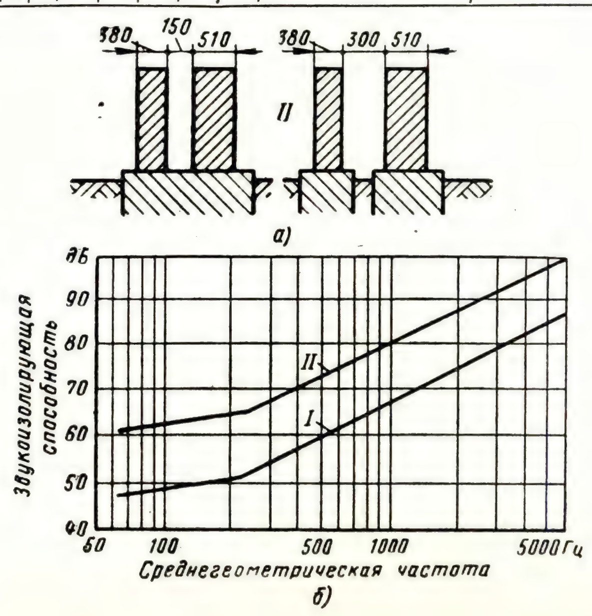
Характеристики звукоизолирующих конструкций

Категория	Среднегеометрическая частота, Гц: 63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Элементы: Стена	Перекрытие (глухое)
	Звукоизолирующая способность, дБ									
I	37	40	40	40	43	49	55	61	Глухая кирпичная 125 мм или бетонная 50 мм; Кирпичная 250 мм при наличии дверей и окон площадью до 10% поверхности стены	Плита железобетонная пустотная толщиной 160 мм
II	43	43	43	44	50	56	62	67	Глухая кирпичная 250 мм или бетонная 100 мм; Кирпичная 380 мм при наличии дверей и окон площадью до 10% поверхности стены	Плита железобетонная ребристая [схема: 60, *a*] *а* — бетонная стяжка 50 мм
III	44	44	44	48	53	59	66	73	Глухая кирпичная 510 мм или бетонная 200 мм; Кирпичная 625 мм при наличии дверей и окон площадью до 10% поверхности стены	Плита железобетонная ребристая *а* — бетонная стяжка 100 мм

Таблица 61

ограждающих конструкций		
Дверь или ворота	Смотровое окно	**Технологические коммуникации**
Одинарные толщиной 50 мм, обшивка из двух стальных листов 1,5 мм (или дюралюминий — 3 мм); наполнитель — минеральная вата $\gamma = 150 \div 200$ кг/м³	*a* — оргстекло 30 мм; *b* — зазор > 100 мм; *c* — оргстекло 10 мм	*1* — фланец (сталь 3 мм); *2* — эластичная прокладка; *3* — изолируемый элемент; *4* — наполнитель — минеральная вата $\gamma = 150$ кг/м³
a — толщина 70 мм; *b* — зазор > 200 мм; *1* — лист перфорированный; *2* — наполнитель; *3* — лист стальной 3 мм	*a* — силикатное стекло 60 мм; *b* — зазор ⩾200 мм; *c* — оргстекло 20 мм	*1* — фланец (сталь 4 мм), остальное аналогично рисунку категории I
a — толщиной 100 мм; *b* — зазор > 400 мм; *3* — лист стальной 4 мм	*a* — силикатное стекло 80 мм; *b* — зазор ⩾400 мм; *c* — оргстекло 20 мм	*1* — фланец (сталь 5—6 мм); *4* — наполнитель — пакля, пропитанная слабым цементным раствором

Категория	Среднегеометрическая частота, Гц / Звукоизолирующая способность, дБ								Элементы		
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Стена	Перекрытие (глухое)	
IV	47	47	47	53	58	64	70	76	Глухая кирпичная толщиной 625 мм. Двойная кирпичная толщиной 380 и 510 мм с зазором 150 мм на общем фундаменте при наличии дверей и окон площадью до 10% поверхности стены	Плита железобетонная ребристая (a; 60; 30-40) *а* — бетонная стяжка 100 мм, подвесной потолок (штукатурка на сетке)	



а)
б)

ограждающих конструкций		
Дверь или ворота	Смотровое окно	Технологические коммуникации
а — толщина 100 мм; *b* — зазор 600 мм; *3* — лист стальной 5 мм	*а* — силикатное стекло 80 мм; *b* — зазор >600 мм; *с* — оргстекло 20 мм	Аналогично категории III

из материала аналогичного материалу стены со специальными механизмами для их открывания. Количество технологических коммуникаций должно быть минимальным и они должны быть в специальном для каждого конкретного случая исполнении.

В табл. 17 приведен примерный перечень помещений, в которых применяются ограждения различной категории звукоизоляции.

Особая категория звукоизоляции выполняется в тех случаях, когда нужно иметь на низких частотах звукоизолирующую способность более 45 и на средних высоких более 80 дБ. Это технически сложная задача, а ее осуществление является дорогостоящим мероприятием. Прежде чем принимать решение о сооружении специальных звукоизолирующих конструкций, необходимо убедиться в том, что никакие другие способы снижения шу-

← Рис. 24. Схема расположения стен (*а*) и кривые, характеризующие их звукоизолирующую способность (*б*):

I — стены, установленные на одном фундаменте; *II* — стены, установленные на раздельных фундаментах

Таблица 17

Примерный перечень помещений, в которых применяются ограждающие конструкции различных категорий звукоизоляции

Категория звукоизоляции	Тип помещения
I	Внутренние ограждения, отделяющие шумные помещения от тихих в корпусах механических цехов, отделений холодной высадки и выколотки, штамповки мелких деталей, испытания пневмогидроагрегатов, мелких электрических машин, вычислительных центров
II	Внутренние ограждения, отделяющие шумные помещения от малошумных в производственных корпусах: машинные залы компрессорных, боксы испытания агрегатов с мощными электроприводами, боксы испытания поршневых двигателей и т. п.
III	Наружные стены боксов испытания газовых турбин и их агрегатов, перегородки и перекрытия, отделяющие шумные помещения от тихих в одноэтажных и многоэтажных производственных зданиях
IV	Наружные стены объектов с уровнем шума свыше 145 дБ, перегородки и перекрытия, отделяющие очень шумные помещения от тихих и малошумных, например, испытательный бокс и кабина наблюдения, бокс и административный корпус и т. п.
Особая	Камеры высокого уровня шума, заглушенные камеры и другие сооружения со специальными требованиями к звукоизоляции

ма в источнике за счет применения облицовок или других методов невозможны.

В табл. 18 приведены частотные характеристики звукоизолирующей способности часто применяемых ограждающих конструкций.

При выполнении строительных работ необходимо учитывать, что качество звукоизоляции ограждающих конструкций в значительной мере зависит от качества за-

Таблица 18

Частотные характеристики звукоизолирующей способности ограждений

Материал или тип ограждения	Толщина, мм	Среднегеометрическая частота, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
		Звукоизолирующая способность, дБ							
Однослойные ограждения									
Железобетонные плиты	50	32	36	36	36	36	41	46	52
	100	36	36	36	36	40	46	52	57
	200	39	39	39	41	47	52	57	62
	300	41	41	41	45	50	55	60	65
	400	42	42	43	43	53	38	63	68
Стеклоблоки БК-98	98	36	37	40	42	45	48	50	—
Фанера	3	9	12	16	18	21	24	27	26
	5	13	16	19	22	25	27	25	29
	10	17	20	23	26	28	28	29	33
Сталь	0,7	8	15	19	23	26	30	34	37
	1,0	13	17	21	25	28	32	36	35
	2	16	20	24	28	32	36	35	33
	3	19	23	27	31	35	37	38	39
	5	22	26	32	35	35	33	35	—
	8	24	38	41	42	39	38	41	—
Дюралюминий	1	6	10	14	18	22	25	29	28
	2	10	15	19	23	26	31	35	—
	3	12	16	20	24	28	31	22	30
	4	13	17	22	25	29	28	24	31
	5	15	19	23	27	30	25	27	33
Стекло органическое	10	11	17	22	30	33	33	33	37
	20	16	21	28	33	33	33	33	42
Стекло силикатное	3	8	12	16	18	20	22	20	18
	6	12	18	18	20	23	25	25	24
Оконный блок (2 стекла по 3 мм, воздушный промежуток 170 мм, притворы с уплотняющими прокладками)	—	27	33	33	36	38	38	38	—

Материал или тип ограждения	Толщина, мм	Среднегеометрическая частота, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
		Звукоизолирующая способность, дБ							
Слоистые конструкции									
Дюралюминиевый лист Минераловатная плита ($\gamma = 100$ кг/м³)	2 80		15	20	28	36	43	50	—
Дюралюминиевый лист Минераловатная плита ($\gamma = 100$ кг/м³)	2 160		17	26	37	45	52	55	57
Стальной лист Минераловатная плита ($\gamma = 100$ кг/м³)	5 80	—	25	34	43	48	50	50	—
Стальной лист Минераловатная плита ($\gamma = 100$ кг/м³)	5 160	—	28	39	49	53	53	54	—
Дюралюминиевый лист Минераловатная плита ($\gamma = 100$ кг/м³) Дюралюминиевый лист	2 80 3	—	28	41	51	55	56	52	55
Стальной лист Минераловатная плита ($\gamma = 100$ кг/м³) Стальной лист	3 80 5	—	37	43	51	55	53	58	60
Перекрытия									
Тип I (рис. 25, *а*)	—	—	38	39	46	54	63	68	—
» II (рис. 25, *б*)	—	—	50	55	56	60	68	67	—
» III (рис. 25, *в*)	—	37	42	46	52	58	67	74	78
» IV (рис. 25, *г*)	—	44	54	60	68	75	83	92	97

делки стыков между элементами ограждений и примыкания к другим ограждающим и несущим конструкциям. Если в стыках и примыканиях ограждений имеются щели и неплотности, то звукоизоляция может быть в значительной степени снижена.

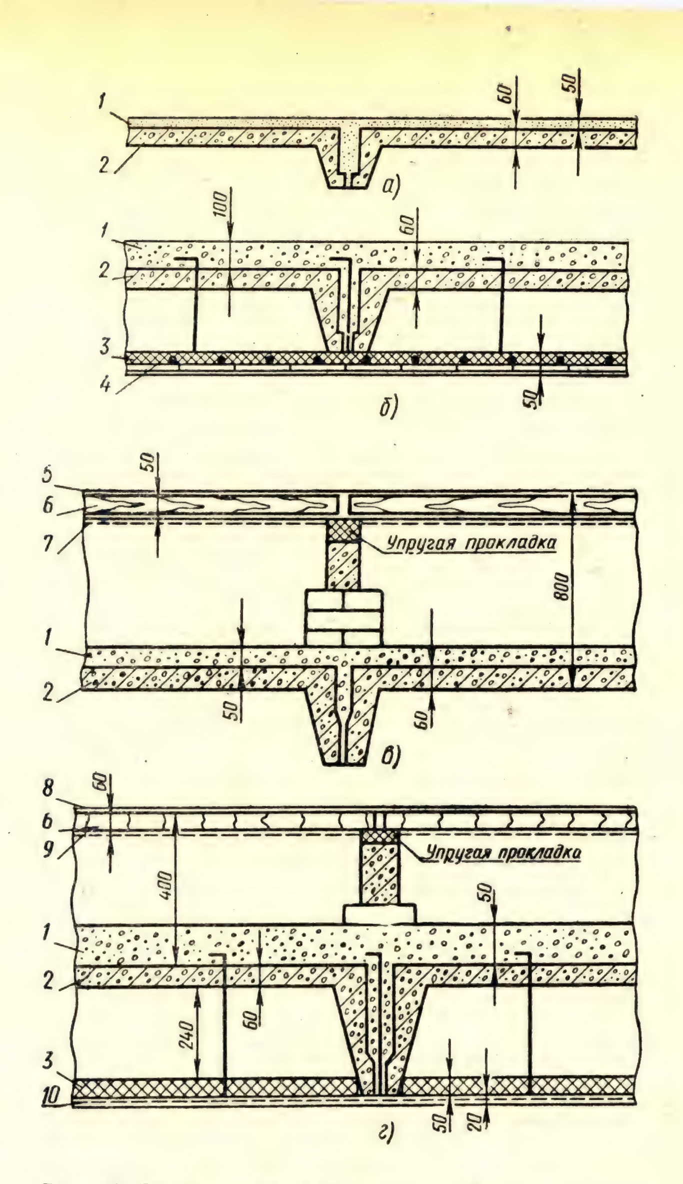


Рис. 25. Схемы перекрытий повышенной звукоизоляции:

а — тип I; *б* — тип II; *в* — тип III; *г* — тип IV; *1* — бетонная стяжка; *2* — сборные железобетонные плиты; *3* — минераловатные плиты; *4* — перфорированные гипсовые плиты; *5* — релин (3 мм); *6* — деревянные съемные щиты (50 мм) *7* — кровельная сталь по асбесту (5 мм); *8* — линолеум; *9* — сетка с асбестом; *10* — штукатурка по сетке

2. ДВЕРИ, ВОРОТА И ОКНА ПОВЫШЕННОЙ ЗВУКОИЗОЛЯЦИИ

Обычные конструкции дверей, ворот и окон не обеспечивают даже I категорию звукоизоляции. Для обеспечения звукоизоляции следует применять конструкции дверей, ворот и окон, схемы которых приведены в табл. 16.

Полотно дверей или ворот обычно состоит из каркаса, выполненного из металлических прокатных профилей, и обшивки из стальных листов толщиной 2—2,5 мм или дюралюминиевых листов толщиной 3—4 мм. Все соединения сваривают. Внутреннюю полость заполняют минераловатными плитами с плотностью набивки около 100 кг/м³.

В проеме стены, предназначенной для дверей или ворот, устанавливают раму из угловой стали с «выпуском» для прочного соединения со стеной.

После навески полотна внутреннюю поверхность закладной рамы оклеивают мягкой резиной для создания уплотнения.

Для обеспечения II или более высокой категории звукоизоляции применяют более тяжелые и сложные конструкции дверей и ворот. Они могут быть одинарными или двойными. Важно обеспечить необходимую звукоизоляцию уплотнений и притворов дверей и ворот. Схема уплотнения притворов двойных дверей показана на рис. 26.

Для увеличения звукоизоляции и снижения вибраций обшивку из стальных листов двойных дверей и ворот покрывают вибродемпфирующей мастикой или оклеивают несколькими слоями рубероида. Внутреннюю полость заполняют минераловатными плитами или стекловолокном в оболочке из стеклоткани. Толщина звукопоглощающего слоя должна быть 80—100 мм.

При двойных дверях между ними образуется объем с относительно большой поверхностью звукопоглощения. Шум, проникший через одну створку двери, частично поглощается в этом объеме.

Для плотного прилегания двери по всему периметру устраивают специальный прижим в виде клина, насаженного на ось, к другому концу оси прикрепляют удлиненный рычаг. Когда размер ворот превышает 2×2 м, от-

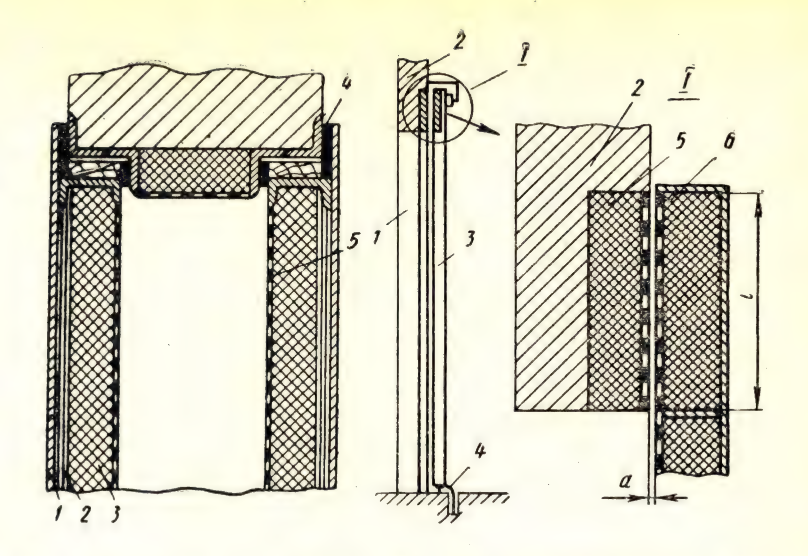


Рис. 26. Схема уплотнения притворов двойных дверей или ворот повышенной звукоизоляции:

1 — лист стальной; *2* — вибропоглощающее покрытие; *3* — звукопоглощающий материал; *4* — закладные элементы в стене; *5* — перфорированная оболочка

Рис. 27. Схема звукоизоляции притворов ворот больших размеров:

1 — проем; *2* — стена; *3* — полотно ворот; *4* — лабиринтовое уплотнение нижней плоскости полотна; *5* — звукопоглощающая облицовка периметра стены; *6* — звукопоглощающая облицовка полотна ворот

крывать, закрывать и прижимать их вручную трудно из-за большого веса конструкции. В этом случае применяют гидравлические системы открытия и закрытия.

Для стен помещений, в которых требуется III и IV категории звукоизоляции, обычно применяют конструкции дверей и ворот, как и для II категории, но всегда двойные. При изготовлении и монтаже таких ворот для ограждений III и IV категории звукоизоляции предъявляются более высокие требования по точности изготовления и качеству материалов. В отдельных случаях для таких специальных сооружений, как камеры повышенной звукоизоляции, высокого уровня шума и других, вместо ворот устраивают подвижную часть стены с соответствующей механизацией передвижения. Иногда, если требуется очень высокая звукоизоляция, целесообразно применять тамбуры с акустической облицовкой.

Ворота повышенной звукоизоляции для проемов, размеры которых превышают 25—30 м² и имеют линейные размеры 6×6 м и более, можно применить конструкции полотен с акустически обработанным зазором по периметру ворот (рис. 27). Эффективность звукоизоляции будет определяться величиной зазора d и длиной кассеты l.

Наиболее простой конструкцией окна повышенной звукоизоляции для ограждений I категории звукоизоляции являются оконные проемы, заполненные органическим стеклом толщиной 25—30 мм. Стекло может быть склеено из нескольких слоев специальным клеем, не ухудшающим его прозрачности. Стыковка стекла по торцам для окон повышенной звукоизоляции не допускается. Размеры окна выбирают в зависимости от размеров стекла. По контуру стекло должно быть плотно заделано в металлическое обрамление окна с помощью прокладок из твердой резины.

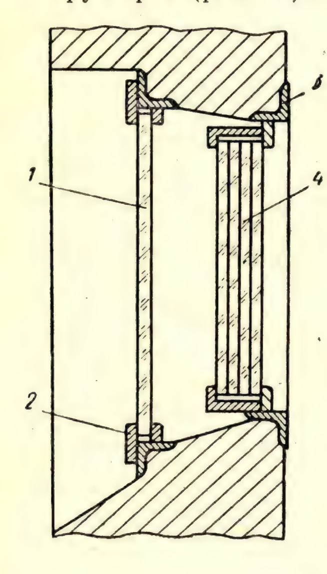


Рис. 28. Схема конструкции окна повышенной звукоизоляции:

1 — защитное стекло; 2 — обрамление стекла; 3 — закладные элементы в стене; 4 — звукоизолирующее стекло

Для помещений, стены которых должны обеспечить II и выше категорию звукоизоляции, применяют специальные окна, конструкция которых показана на рис. 28. Их размеры определяются технологическими возможностями заводов, изготовляющих силикатные блоки. Окно имеет две закладные рамы, устанавливаемые в проеме стены. К рамам болтами крепят два стекла в специальном металлическом обрамлении. Одно стекло — органическое толщиной 15—20 мм служит защитным для силикатного стеклоблока. Одновременно оно улучшает звукоизоляцию. Стеклоблок, склеенный из 6—8 слоев (толщина одного слоя 10 мм), имеет стальное металлическое обрамление. Зазор между стеклами и обрамлением заполняют цементным раствором.

На рис. 29 показана схема конструкции окна высокой

прочности и звукоизоляции. Оно имеет три стеклоблока толщиной 18, 110 и 160 мм, укрепляемых в специальном обрамлении. Такая конструкция окна, кроме высокой

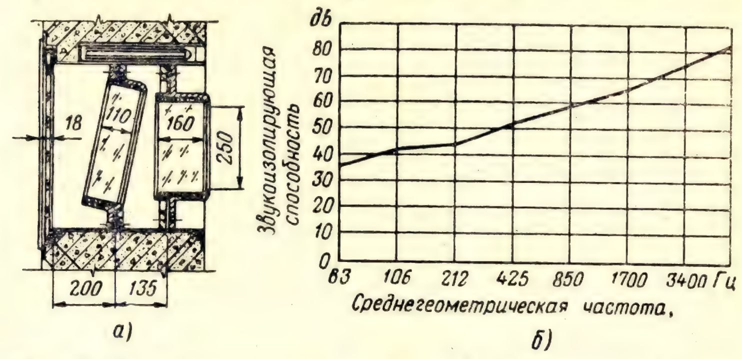


Рис. 29. Схема конструкции окна высокой звукоизоляции и прочности:

а — схема конструкции; *б* — частотная характеристика звукоизолирующей способности окна

звукоизоляции, имеет большую прочность. Она выдерживает, например, со стороны тонкого стекла прямой удар куска металла весом 5 кг, летящего со скоростью 110—120 м/с. При этом третий стеклоблок остается неповрежденным.

3. ЗВУКОИЗОЛЯЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КОММУНИКАЦИЙ

Между очень шумными и малошумными помещениями различных промышленных зданий и сооружений проходит большое число технологических коммуникаций. Это вентиляционные короба, трубы отопления, водопроводы, топливопроводы, маслопроводы, трубки различных измерительных систем, шины и электропрозода, тяги весоизмерительных и других устройств. Для них в стенах и перекрытиях делают соответствующие отверстия и проемы. Если отверстия и проемы не будут надежно звукоизолированы, то шум из одного помещения будет распространяться в другие и могут оказаться бесполезными толстые стены, специальные окна и двери. На рис. 30 показано рекомендуемое устройство звукоизоляции прохода коммуникаций через стену или перекрытие. На рис. 31 изображено звукоизолирующее устройство для проводов или тонких манометрических трубок. Устройство поз-

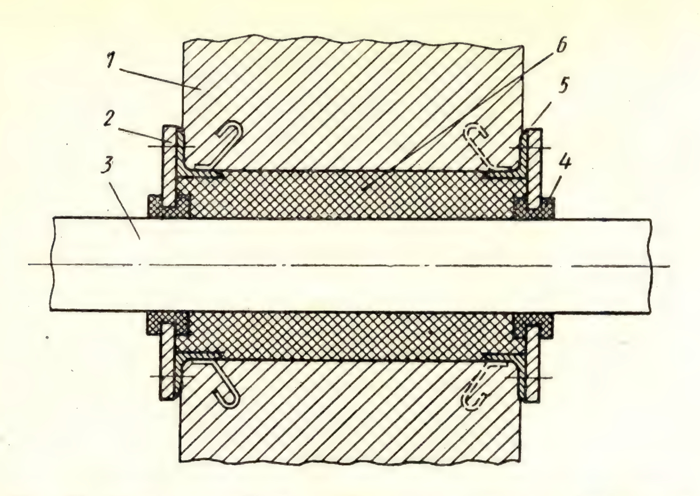


Рис. 30. Схема устройства звукоизоляции прохода технологических коммуникаций через ограждения:

1 — стена или перекрытие; *2* — разрезной фланец; *3* — элемент коммуникации; *4* — эластичная прокладка; *5* — обрамление проема; *6* — заполнение полости

воляет прокладывать новые провода или трубки, не прибегая к разборке конструкции. В проеме стены или перекрытия жестко устанавливают металлический короб. Внутри его имеется слой звукопоглощающего материала (стекловолокно), покрытого перфорированным листом.

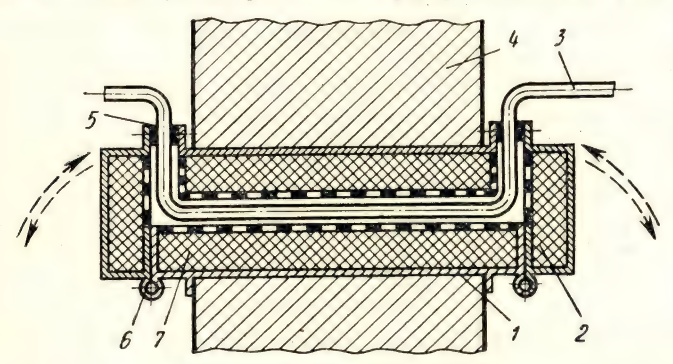


Рис. 31. Схема звукоизолирующего устройства для проводов и манометрических трубок:

1 — короб; *2* — откидные крышки; *3* — изолируемый трубопровод; *4* — ограждение; *5* — резиновая прокладка; *6* — шарнир; *7* — звукопоглотитель

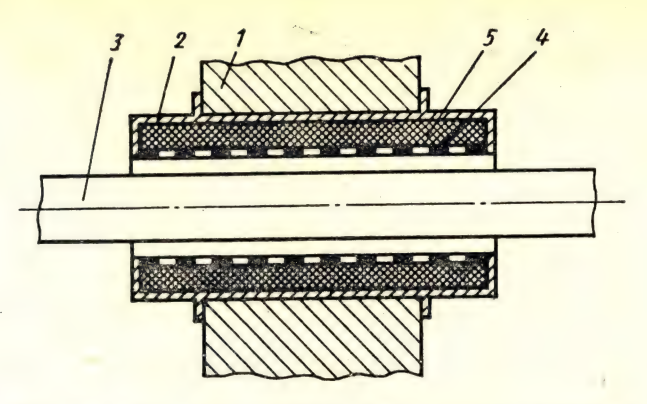


Рис. 32. Схема звукоизоляции тяги весоизмерительного устройства:

1 — ограждение; *2* — короб; *3* — изолируемая тяга или вал; *4* — перфорированная оболочка; *5* — звукопоглотитель

Между листами образуется щель, ширина которой (600—1000 мм) зависит от числа проходящих коммуникаций.

Для звукоизоляции тяг весоизмерительных систем необходимо избегать контакта их с другими конструкциями.

На рис. 32 показана конструкция устройства, представляющего собой небольшой глушитель вентиляционного типа, жестко заделанный в стену или перекрытие. Внутренняя перфорированная оболочка образует трубу, диаметр которой на 5—6 мм больше диаметра изолируемой тяги. Шум, проходящий через зазор, поглощается слоем стекловолокна. Величина заглушения регулируется длиной устройства и толщиной слоя звукопоглотителя. Толщину слоя меньше 100 мм делать не рекомендуется. При длине 600—800 мм и зазоре 3—5 мм на сторону такое устройство можно надежно изолировать от высоких уровней шума. Толщина боковых фланцев должна быть не менее 6—8 мм. Такая же конструкция применяется и для пропуска вращающихся деталей.

4. ЗВУКОИЗОЛИРУЮЩИЕ КОЖУХИ

Шум многих машин, механизмов и агрегатов можно снизить, закрыв их звукоизолирующими кожухами. Кожух может закрывать машину полностью или ее наиболее шумную часть. Применение кожухов может решить

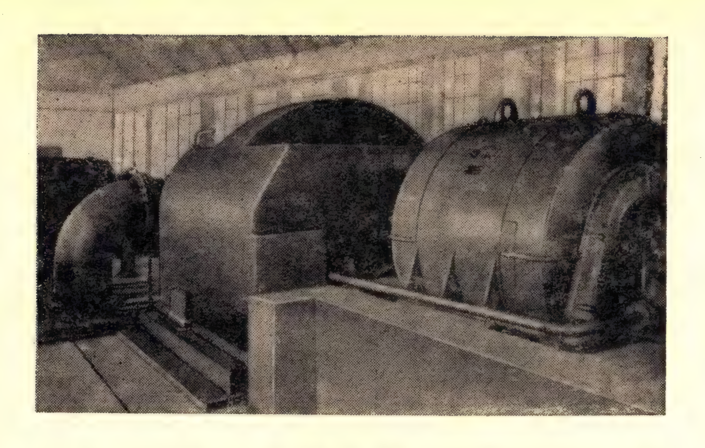


Рис. 33. Звукоизолирующий кожух мультипликатора мощного насоса (фирма «Демаг» ФРГ)

задачу снижения шума с наименьшими затратами по сравнению с другими методами.

Конструкция кожуха для шумного мультипликатора, приведенная на рис. 33, наиболее простая, так как не требует устройства систем обдува воздухом, смотровых окон и т. п. Он сделан из стального листа толщиной 3—4 мм и имеет внутри акустическую облицовку из стекловолокна толщиной 50 мм.

Кожух электрической машины, для работы которой необходима циркуляция воздуха, приведен на рис. 34.

Кожух имеет каналы для прохода воздуха, которые сделаны в виде глушителей. Со стороны приводного вала отверстия для забора воздуха выполнено в виде двух облицованных поворотов и прямого участка, облицованного с двух сторон звукопоглощающим материалом. Оценить эффективность таких элементов можно по характеристикам заглушения вентиляционных глушителей, приведенных в гл. VI. В месте выброса воздуха, где торцевая часть машины не имеет приводного вала, каналы могут иметь форму концентрических щелей, образованных звукопоглощающими конструкциями. Когда необходим интенсивный обдув машин или агрегатов, закрытых кожухами, устраивают систему принудительной вентиляции.

Ориентировочную оценку акустической эффективности в дБ кожуха больших размеров (больше 0,5 м) без зву-

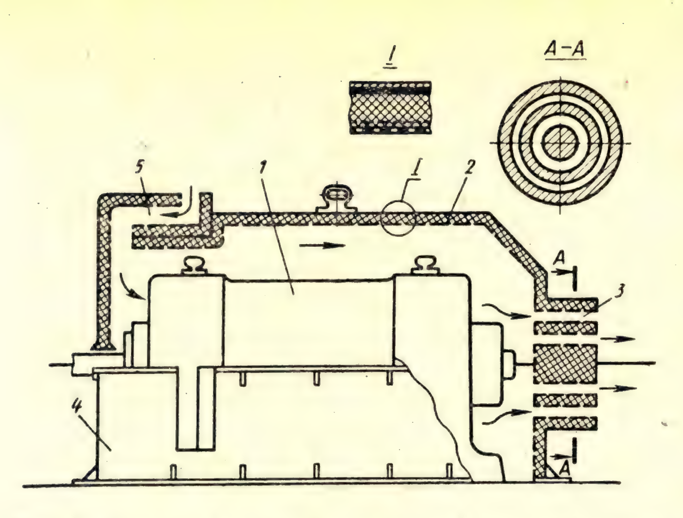


Рис. 34. Схема кожуха для электрической машины, требующей циркуляции воздуха для охлаждения:

1 — электрическая машина; *2* — внутренняя облицовка; *3* — каналы для выхода воздуха; *4* — наружная оболочка кожуха; *5* — канал входа воздуха

копоглощающих облицовок внутренних поверхностей может быть определена по формуле

$$\Delta L_{эф} = R_{к} + 10 \lg S_{ист}/S_{к}, \quad (8)$$

где $R_к$ — звукоизолирующая способность стенки кожуха, дБ; $S_{ист}$ — площадь воображаемой поверхности источника шума, м^2; $S_к$ — поверхность кожуха, м^2.

При облицовке внутренних поверхностей кожуха звукопоглощающим материалом эффективность звукоизоляции кожуха увеличивается.

При оценке акустической эффективности стенок кожуха необходимо учитывать, что ограждения, имеющие кривизну или цилиндрическую форму, обладают на 5—10 дБ большей звукоизоляцией на низких частотах, чем плоские той же толщины, и поэтому цилиндрические кожухи малых размеров более эффективны чем прямоугольные.

На рис. 35, *а* приведена схема конструкции небольших кожухов, например, вибростендов с толкающей силой не более 100 кгс, когда не требуется устройство акустических облицовок. При размерах кожухов, превышаю-

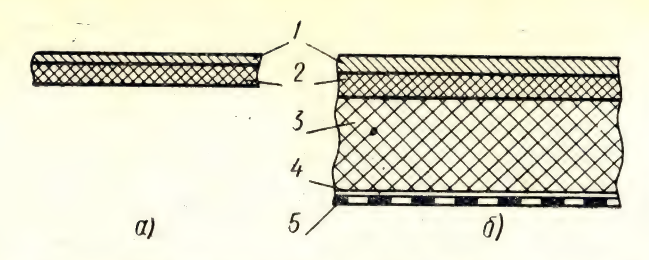


Рис. 35. Схемы конструкций стенок кожухов: *а* — для небольших кожухов; *б* — для больших кожухов:

1 — металлическая оболочка; *2* — вибропоглощающее покрытие; *3* — звукопоглотитель; *4* — защитная оболочка; *5* — перфорированная оболочка

щих величину 1—1,5 м, стенки целесообразно выполнять по схеме, приведенной на рис. 35, *б*.

Внутренняя звукопоглощающая облицовка из соответствующих материалов может одновременно выполнять роль теплоизоляционного слоя.

Для машин больших размеров, например, стационарных дизельных двигателей, иногда целесообразно закрывать кожухами наиболее шумные узлы. У стационарных двигателей внутреннего сгорания такими шумными являются система выхлопа и наружная поверхность блоков и картера. Устранение шума выхлопа не представляет больших трудностей и решается аналогично газодинамическим установкам.

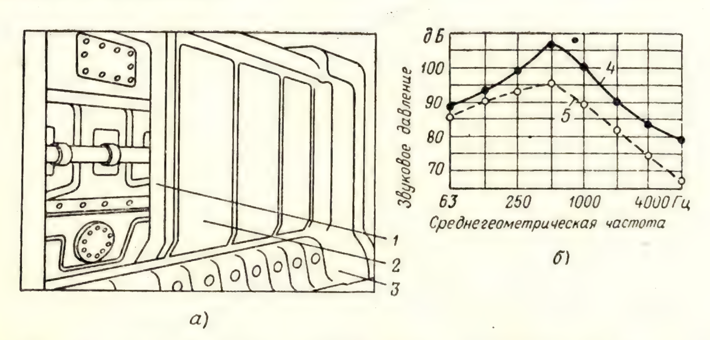


Рис. 36. Схема закрытия шумных узлов стационарного дизельного двигателя кожухом (*а*) и график уровня шума внутри помещения при работе двигателя (*б*):

1 — каркас кожуха; *2* — кожух в рабочем положении; *3* — станина двигателя; *4* — без кожуха; *5* — с кожухом

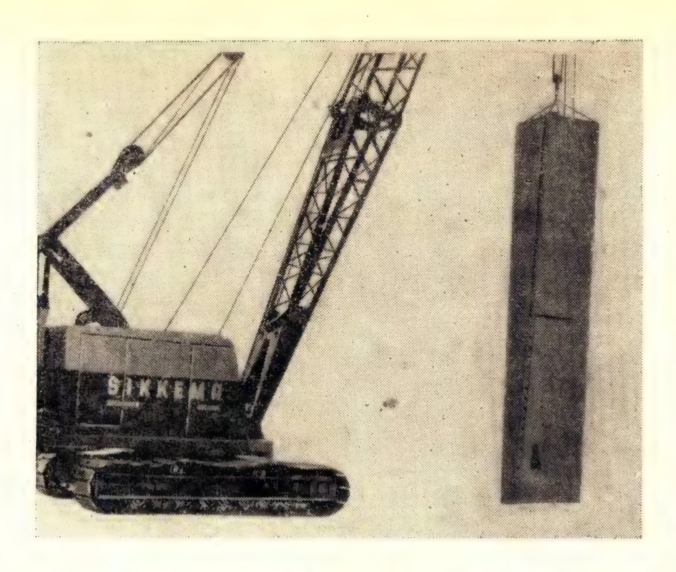


Рис. 37. Звукоизолирующий чехол копра для забивки свай

Для снижения шума, излучаемого корпусом двигателя, целесообразно применять звукоизолирующие кожухи, закрывающие наиболее шумную часть двигателя. Устройство такого кожуха приведено на рис. 36. Он состоит из каркаса, который крепят или к фундаменту, или к тем частям двигателя, которые не подвержены вибрациям. На каркас крепят звукоизолирующие панели (рис. 36, *а*).

Из графика (см. рис. 36, *б*) видно, что снижение шума, обеспечиваемое кожухом, составляет до 10 дБ на средних и высоких частотах. Корпус двигателя был закрыт кожухом только с боков. Торцовая сторона, противоположная от вала, была открыта из-за наличия там агрегатов, требующих обдува наружным воздухом.

Кожух, применяемый для снижения шума пневматического копра при забивке металлических свай или шпунтовых стенок (рис. 37), состоит из двух слоев брезента. Высота кожуха (чехла) должна быть несколько больше высоты забиваемой сваи. В верхней части брезент присоединяют к квадратной металлической рамке. Чехол состоит из двух симметричных частей, осью симметрии является диагональ квадрата. Эти части соединены при помощи магнитных шайб, расположенных по длине чехла с шагом 150—180 мм. По мере погружения

сваи в землю чехол складывается, а магнитные соединения размыкаются. Такое устройство обеспечило снижение шума при работе копра до 20 дБА.

5. СРЕДСТВА ИНДИВИДУАЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ ОТ ШУМА

Наиболее простым средством защиты от шума является обычная вата, тампоном из которой можно закрыть слуховой канал уха. Кроме того, применяют специальные заглушки из резины, пластмассы и других материалов. Такая защита в условиях сильного шума малоэффективна, так как плотное прилегание заглушки к ушному проходу вызывает болезненные ощущения, а слабое не обеспечивает необходимого ослабления шума.

Более эффективным средством защиты являются наушники или шлемофоны. Их конструкция обладает большей звукоизолирующей способностью, однако эффективность защиты от шума зависит от плотности прилегания наушников к головке.



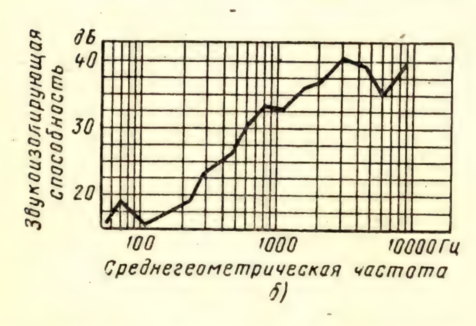
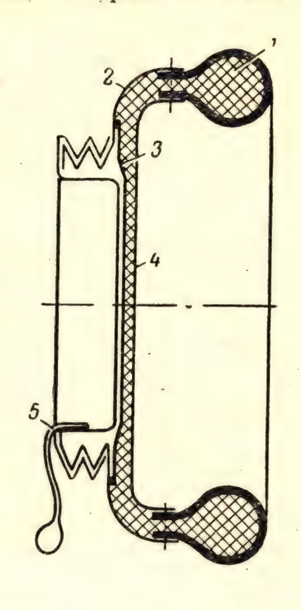


Рис. 38. Наушники с трубками, наполненными жидкостью, и со встроенными миниатюрными телефонами (*а*) и их звукоизолирующая способность (*б*)

Существует много типов отечественных и зарубежных конструкций наушников. Наиболее эффективны наушники с кольцевой эластичной трубкой, наполненной жидкостью. Такая конструкция обеспечивает равномерное давление по всей плоскости прилегания наушника

к голове. Эластичный материал трубки заполняет все неровности головы, обеспечивая плотное прилегание при сравнительно небольших давлениях, которые не вызывают раздражения.

Наушники (ГДР) с трубкой, наполненной жидкостью, и со встроенными миниатюрными телефонами имеют сравнительно небольшой вес (рис. 38). График ослабления шума этими наушниками приведен на рис. 38, *б*. Эти наушники предназначены для использования в кузницах, цехах холодной высадки, механических цехах с шумным оборудованием, на испытательных стендах и т. п.



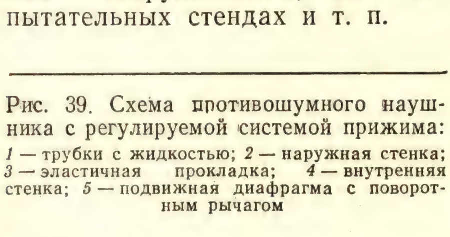


Рис. 39. Схема противошумного наушника с регулируемой системой прижима:
1 — трубки с жидкостью; *2* — наружная стенка; *3* — эластичная прокладка; *4* — внутренняя стенка; *5* — подвижная диафрагма с поворотным рычагом

Воздействие шума во многих случаях не является непрерывным. Например, при работе кузнечного молота излучается сильный шум только во время ударов. Во время других операций, связанных с ковкой, такого сильного шума нет, но и работающие около молота вынуждены испытывать раздражающее действие имеющихся наушников, когда нет шума, так как их частое снятие, надевание и подгонка особенно при наличии головного убора, практически невозможна. Для уменьшения раздражающего действия



Рис. 40. Противошумная каска

наушников предложено устройство, позволяющее включать и выключать их прижатие, не снимая их с головы. При этом время работы с прижатыми к головке наушниками сводится к минимально необходимому, а процесс прижатия может быть автоматизирован (рис. 39).

Наушники отличаются от обычных наличием эластичной прокладки и подвижной диафрагмы, позволяющим изменять объем жидкости в прижимных трубках, регулируя этим силу прижима их к голове. При повороте рычага подвижной диафрагмы, последняя, передвигаясь по резьбе большого шага, выдавливает жидкость из полости между стенками в трубки, создавая необходимую силу прижима. Эту силу можно изменять, не снимая наушников с головы. Скоба или мягкое крепление должны быть в отличие от обычных конструкций не пружинными, а жесткими.

Другой разновидностью средств индивидуальной защиты является противошумная каска, сочетающая головной убор и наушники (рис. 40).

Известно, что эффективность защиты от шума при помощи наушников или даже шлемов ограничена, так как шум с уровнями выше болевого порога находит обходные пути воздействия на организм. Известна так называемая костная проводимость, когда звуковое давление воздействует непосредственно на ткани тела, костные ткани и вызывает вредные последствия.

Для защиты от шума чрезвычайно высокого уровня (более 125—130 дБ) в последнее время начала применяться специальная противошумная одежда. Таким путем может быть достигнута требуемая эффективность защиты от шума.

Глава IV

СНИЖЕНИЕ ШУМА В ЦЕХАХ АВИАЦИОННЫХ ЗАВОДОВ

1. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИИ — ПУТЬ К СНИЖЕНИЮ ШУМА

Устранение повышенного производственного шума может быть достигнуто только в результате проведения комплекса мероприятий, и в первую очередь, в области

совершенствования технологических процессов и оборудования. При этом необходимо соблюдать главное условие — в первую очередь должны быть устранены самые сильные источники шума. Начинать работу по снижению шума второстепенных по интенсивности источников нецелесообразно. Борьба с шумом должна решаться как комплексная проблема и не всегда только при помощи планировочных или строительно-акустических мероприятий. Основной вклад в дело борьбы с производственным шумом должны внести технологи и конструкторы оборудования, заменяя устаревшие технологические процессы или оборудование. Например, замена простой запрессовки втулок при помощи молотка запрессовкой на прессе, вырубки зубилом дефектов отливок электровоздушной выплавкой. Внедрение автоматической сварки вместо ручной устраняет образование брызг на металле, что позволяет ликвидировать шумную операцию по зачистке сварного шва при помощи вариофлексов.

Применение фрезерных тракторов для обработки кромок металла под сварку вместо пневмозубил делает этот процесс малошумным. Замена клеймения металлических деталей гравированием на гравировальном станке или электрокарандашом, установка амортизаторов и мягких прокладок в местах, предусмотренных для падения деталей с конвейера или при .их сбрасывании со станков, может также существенно уменьшить шум.

Часто повышенный уровень шума является следствием неисправности или износа станков. Такой шум устраняют при ремонтах и модернизации оборудования.

Такие шумные операции, как зачистка деталей на наждачных камнях, рихтовка на плитах при помощи молотков и кувалд необходимо систематически заменять более прогрессивными.

В отдельных случаях, когда избежать таких операций не удается, необходимо выделять для их выполнения помещения, а также применять наряду с акустической облицовкой стен и потолка демпфирующие подкладки и оснастку из менее звучных, чем сталь материалов (алюминий, свинец). Потолок и стены таких помещений должны иметь акустическую облицовку, а работающие на шумных операциях люди должны быть снабжены индивидуальными средствами защиты от шума.

Характерным источником шума на многих производствах продолжает оставаться правка поверхностей деталей при помощи молотков и кувалд, хотя она может быть заменена бесшумной правкой при помощи гидравлических домкратов.

Инженерно-технические работники, выбирая тот или иной технологический процесс или оборудование, не задумываются над тем, какой из этих процессов или станков более шумный и какому из них отдавать предпочтение. И только, когда производство уже работает и создаются тяжелые условия труда, начинают изыскивать способы снижения шума.

Чтобы избежать такого положения, необходимо требования по снижению производственного шума сделать такими же обязательными, как и технико-экономические показатели работы оборудования.

2. ЦЕХИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛА

Нормалью станкостроения № Н89—40 (1967 г.) устанавливаются предельные значения уровня звукового давления в полосах частотного спектра шума, создаваемого вновь выпускаемыми металлорежущими станками во время их работы на холостом ходу. Кроме этого, установлены шумовые характеристики станков при контрольных испытаниях, измеряемые в дБА. Уровни звукового давления в полосах частот, измеренные на рабочем месте на расстоянии 1 м от контурной линии станка при работе на холостом ходу по этой нормали не должны превышать значений, приведенных в табл. 19.

Таблица 19

Предельные значения уровней звукового давления металлорежущих станков

Суммарная мощность приводов, участвующих в рабочем процессе, кВ	Номер нормативной кривой
До 1,25	ПС-65
1,25—4,0	ПС-70
4,0—12,5	ПС-75
12,5—40,0	ПС-80
40,0—125,0	ПС-85

Для станков классов точности *B, A* и *C* номер нормативной кривой, определяемой суммарной мощностью привода, уменьшается на 5 дБ.

Предельная величина уровня шума в дБА, проверяемая при контрольных измерениях по шкале шумомера *A*, определяется по формуле

$$L_A = L_{1000} + 7,$$

где L_{1000} — уровень звукового давления на стандартной частоте 1000 Гц для рассматриваемой нормативной кривой.

Большое число металлорежущих станков, выпущенных промышленностью до введения в действие нормали, не проходили контрольных испытаний, и их шумовые характеристики обычно снимали на рабочих местах в производственных условиях. Измерения проводили при работе станков под различной нагрузкой, которая существенно влияет на величину излучаемого шума.

В современных цехах в большинстве случаев установлено разнотипное оборудование, работающее на самых различных режимах, поэтому часто приходится говорить не о шуме отдельно взятого станка, а о шуме цеха, имеющего десятки и сотни разнотипных металлорежущих станков. По величине излучаемого шума цехи механической обработки металла можно разбить на несколько видов.

Первый вид — это производства, имеющие металлорежущие станки: токарные, в том числе полуавтоматы, фрезерные, строгальные, а также зубофрезерные, зубодолбежные и шлифовальные для точных работ.

Когда мощность электродвигателей таких станков не превышает 12—15 кВ, шум на рабочих местах с такими станками даже под нагрузкой обычно не превышает величин предельного спектра ПС-85. К этому виду относятся рабочие места, на которых ведутся ручные работы (слесарные, сборные и т. п.).

Специальных мероприятий по уменьшению шума для таких производств до последнего времени не требовалось. Но в связи с появившимися в промышленной архитектуре тенденциями применения больших поверхностей остекления, перегородок из стеклоблоков, пластмасс или лака для покрытий полов, придающих им глянцевую поверхность, гладких плит для перекрытий, окрашенных масляной краской, улучшающих эстетический облик и

культуру производственных помещений, в ряде случаев ухудшаются шумовые условия. Коэффициент звукопоглощения перечисленных выше конструкций и материалов ничтожно мал. Поэтому часто в новых производственных помещениях обычное технологическое оборудование создает значительно более высокий шум, чем в старых зданиях с кирпичными стенами, асфальтовыми или деревянными полами. Необходимо учитывать свойства новых материалов и конструкций и во время принимать необходимые меры.

Для механических цехов целесообразно применять звукопоглощающую облицовку для всего или части потолка.

Второй вид производства — это цехи, имеющие прутковые автоматы, быстроходные прессы для штамповки мелких изделий и аналогичное оборудование. Сюда же можно отнести рабочие места, на которых обрубают и рихтуют металлические детали, их обдирают и зачищают при помощи наждачных камней. На рабочих местах такого вида производства шум превышает предельно допустимые уровни и необходимы меры по его снижению. У прутковых автоматов и револьверных станков повышенный шум создают трубы, в которых вращается прутковый материал. Для снижения этого шума существует ряд конструкций малошумных направляющих труб. Например, двухстенные трубы, между которыми прокладывают резину, толстым слоем резины обертывают наружную поверхность трубы, вводят в трубу по всей длине специальные пружины, изготовляют трубы из старых прорезиненных приводных ремней, пластмассы и т. д. Однако поиски в этой области еще не привели к созданию оптимальной конструкции, так как или их трудно изготовить, или они быстро изнашиваются.

Акустическая эффективность различных вариантов применения малошумных металлических труб приблизительно одинакова. На рис. 41 приведены результаты измерения шума на рабочем месте одношпиндельного автомата с трубками различных конструкций: с облицовкой резиной, с применением пружины внутри трубы и покрытием наружной поверхности вибродемпфирующей мастикой. Как видно из рис. 41, *а*, результаты близки, а уровень шума одного станка с малошумной трубой незначительно превышает предельный спектр ПС-80. Однако, когда работают десятки станков, то в цехах

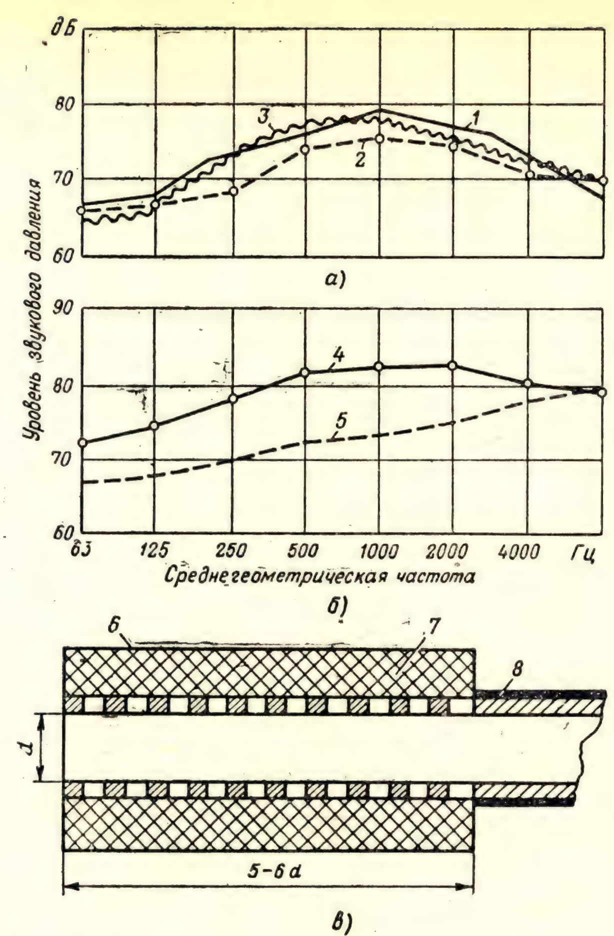


Рис. 41. Кривые, характеризующие результаты измерения-шума при различных направляющих (*а*) и применении глушителя на конце трубы (*б*) и схема глушителя (*в*):

1 — труба с резиной; *2* — труба с пружиной; *3* — труба, покрытая мастикой ВД-17; *4* — труба без глушителя; *5* — труба с глушителем; *6* — металлический кожух; *7* — звукопоглощающий материал; *8* — слой вибродемпфирующей мастики

шум намного превышает допустимый. Как показал опыт, дальнейшее снижение шума путем демпфирования стальной трубы различными способами не дает результатов, так как преобладающим становится шум, создаваемый прутком и излучаемый из отверстия трубы. Его

можно снизить, устроив на концах трубы глушители типа вентиляционных (см. рис. 41, *б*).

Можно считать, что наиболее целесообразным методом снижения шума направляющих труб револьверных станков и автоматов является покрытие их с наружной стороны вибродемпфирующей мастикой и установка глушителей на концах.

Третий вид производства, связанный с механической обработкой металла, — участки с крупным станочным

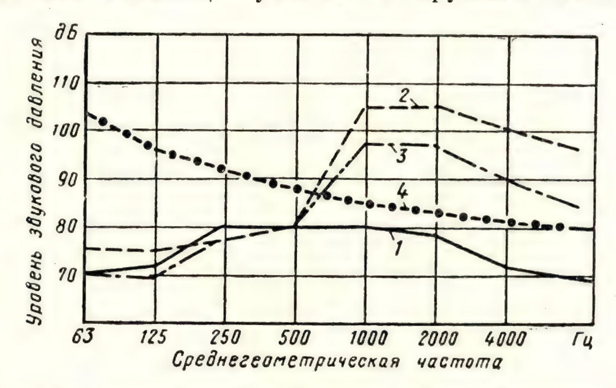


Рис. 42. Уровни звукового давления у токарно-карусельного станка с планшайбой диаметром 1,5 мм:

1 — на холостом ходу; *2* — при обработке изделия из термически обработанной стали; *3* — в проходе между стенками на расстоянии 5 м от резца; *4* — спектр ПС-85

оборудованием. Примером может быть обработка деталей из термически обработанной стали на крупном карусельном станке. Взаимодействие резца и твердой детали в процессе стружкообразования даже при небольших скоростях резания вызывает высокочастотный шум высоких уровней (рис. 42). Борьба с таким шумом представляет большие технические трудности. Попытки уменьшить его, изыскивая специальную геометрию режущего инструмента, пока не привели к положительным результатам. Для снижения шума потребовалось снижение режимов резания, что привело к снижению производительности станка. При обработке на крупных станках деталей из легких сплавов со скоростью резания несколько сотен метров в минуту уровень шума на рабочем месте остается очень высоким.

В тех случаях, когда на таких станках детали обрабатывают с применением охлаждающей жидкости, она

может быть использована для создания звукоизолирующей завесы. Исследованиями установлено, что неразрывный слой жидкости (воды) толщиной всего 5—6 мм снижает шум на средних и высоких частотах до 12—17 дБ. Используя это явление, можно создать щель кольцевой формы, из которой вытекающая жидкость образует кольцевую завесу (рис. 43).

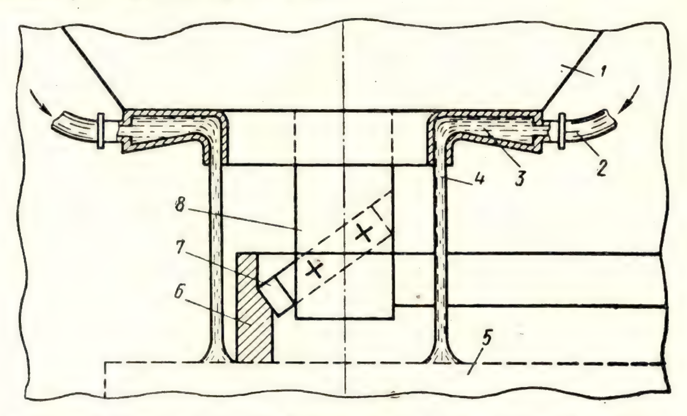


Рис. 43. Схема кольцевой завесы из охлаждающей жидкости на токарно-карусельном станке:

1 — суппорт станка; *2* — система подачи жидкости; *3* — кольцевое сопло; *4* — жидкостная завеса; *5* — планшайба станка; *6* — обрабатываемая деталь; *7* — резец; *8* — державка

Этот же принцип можно применить и на других станках, на которых при обработке твердых материалов возникает сильный шум (фрезерные, сверлильные и др.).

При обработке деталей из легких металлов на крупных станках с большой скоростью резания без применения охлаждающей жидкости снизить шум можно, выбрав менее интенсивный режим резания или разместив станки в изолированных помещениях с потолками и стенами, облицованными звукопоглощающим материалом, или применив экраны, отделяющие одно рабочее место от другого, и индивидуальные средства защиты от шума.

3. АГРЕГАТНО-СБОРОЧНЫЕ ЦЕХИ

Клепка ручным инструментом занимает еще значительный объем в процессе сборки агрегатов. Процесс обычной клепки, когда в работе участвует пневмомоло-

ток и поддержка, является шумным и защита от него представляет собой сложную комплексную проблему. Самым радикальным способом избавления от шумового воздействия будет замена конструкций соединения другими или улучшение их технологичности, позволяющей применять малошумные процессы клепки. Но пока эта задача решена частично и обычная клепка составляет почти половину всего объема клепальных работ.

Наличие в новых агрегатно-сборочных цехах больших поверхностей остекления, панелей из метлахской плитки, покрытых лаком полов, окрашенных масляной краской потолков и стен, перегородок из стеклоблоков лишает здания поглощающих звук поверхностей и приводит к повышению шума.

Снижение шума в агрегатно-сборочных цехах можно достигнуть за счет ряда планировочных и строительно-акустических мероприятий. Целесообразно вывести в отдельные помещения некоторые сопутствующие заготовительные операции, выполняемые на холодно-выколоточных и падающих молотах, а также такие шумные операции, как поверхностное упрочнение деталей путем наклепа стальными шариками. Часто при разработке планировки цеха оборудование для выполнения этих шумных операций размещают в общем технологическом потоке. Так как оно более шумное, чем обычные ручные инструменты для клепки, то его шум становится преобладающим. Поэтому следует несколько изменить обычную технологическую схему и перенести эти операции в отдельные помещения или, не нарушая технологического потока, поместить шумные операции в звукоизолированные боксы типа проходных тоннелей с воротами повышенной звукоизоляции с обоих концов. В таких туннелях целесообразно располагать, например, оборудование для виброупрочнения.

Далее необходимо выделить в изолированные помещения рабочие места всех сотрудников цеха, непосредственно не работающих клепальным инструментом (руководство, технические бюро, конторы, мастерские и др.). Один из возможных вариантов планировки таких помещений приведен на рис. 44.

Следующим шагом к решению задачи снижения шума является ограничение его воздействия с соседних рабочих мест. Известно, что время работы ручного молотка или дрели (машинное время) составляет меньшую

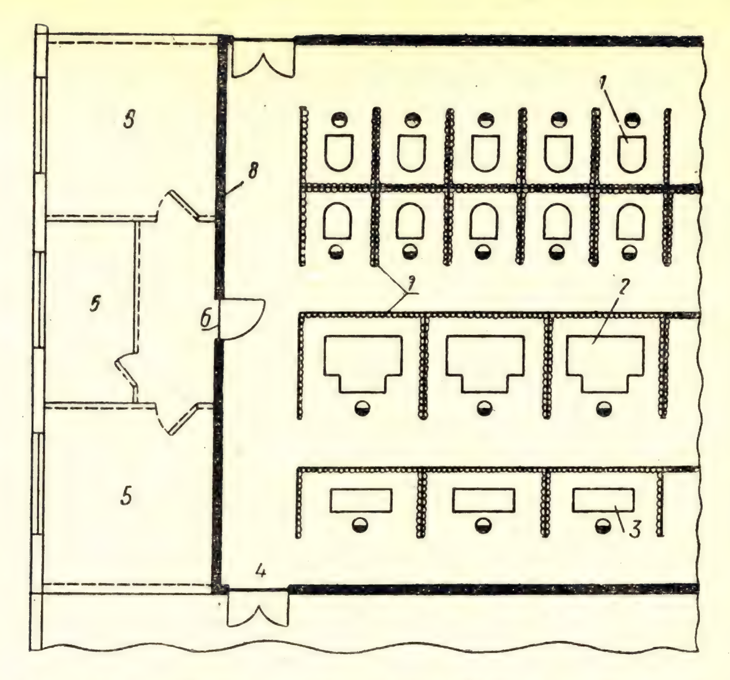


Рис. 44. Планировка участка шумных работ и вспомогательных помещений для него:

1 — мелкие прессы; *2* — крупные прессы; *3* — шумные рабочие места; *4* — ворота повышенной звукоизоляции; *5* — конторские помещения; *6* — дверь повышенной звукоизоляции; *7* — экран с акустической облицовкой; *8* — стена повышенной звукоизоляции

часть смены, а при сложных условиях работы, когда заклепки находятся в труднодоступных местах, машинное время составляет 15—25% полного времени рабочей смены. В то же время в цехах на рабочих воздействует шум не только своего инструмента, но и шум соседних рабочих мест, в результате чего воздействие шума имеет место всю смену.

Невысока эффективность звукопоглощающих облицовок в агрегатно-сборочных цехах, имеющих большую площадь и высоту. Поэтому целесообразно использовать акустические экраны — облицовки, максимально приближая их к источнику шума. Установка экранов не представляет трудностей в любом цехе. Пример применения акустических экранов — облицовок в агрегатно-сборочных цехах приведен на рис. 45.

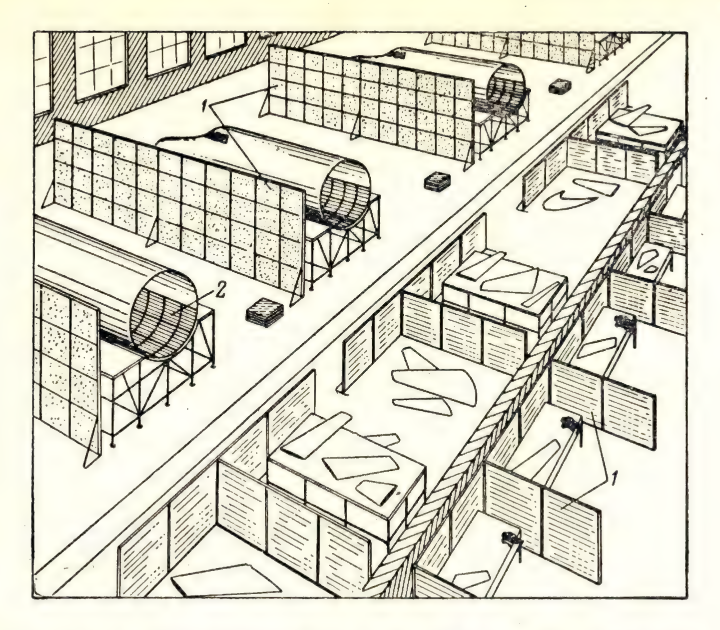


Рис. 45. Схема расположения экранов в агрегатно-сборочных цехах:

1 — экраны; *2* — поролоновые звукоизолирующие маты

На рис. 46 показана эффективность применения звукопоглощающих матов, выполненных из поропласта толщиной 50 мм в оболочке из прочной ткани.

Известно, что при клепке в закрытых объемах (внутри отсеков фюзеляжей или крыльев) создаются наиболее тяжелые условия для клепальщиков из-за повышенного шума. Уменьшить его на 10—15 дБ на средних и высоких частотах можно, разместив звукопоглощающие

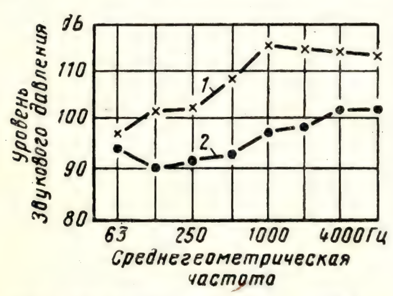


Рис. 46. Кривые, характеризующие эффективность применения звукопоглощающих матов:

1 — без паралоновых матов; *2* — с паралоновыми матами

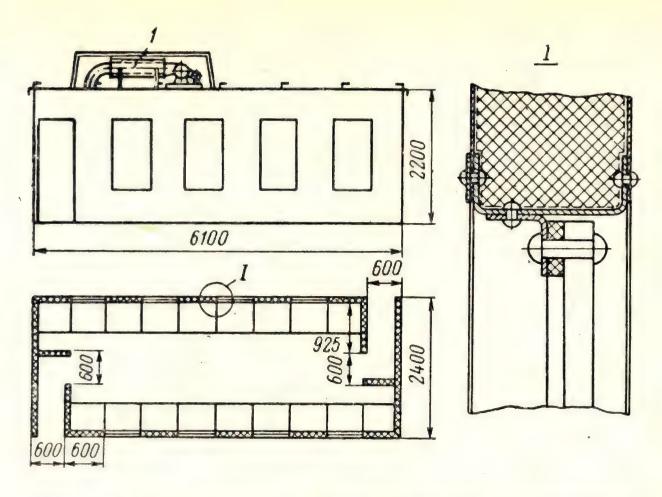


Рис. 47. Схема устройства передвижного противошумного укрытия:
1 — вытяжная вентиляционная установка с глушителем, закрытая кожухом

маты внутри этих объемов. Маты имеют размеры 0,5× 1 м, они очень легкие, не мешают работе, а в ряде случаев улучшают условия, когда приходится работать сидя или лежа. Наибольший эффект снижения шума может быть получен тогда, когда такими матами будет покрыто 60—80% площади пола, рассматриваемого объема.

Следует отметить, что звукопоглощающие облицовки и акустические экраны незначительно уменьшают шум инструмента, которым непосредственно работает сборщик. В ряде случаев его шум на 10—25 дБ превышает допустимые значения (особенно при клепке стальных заклепок), и на таких участках единственным средством защиты от шума могут быть индивидуальные средства (наушники и ушные вкладыши).

На участках, на которых сильный шум имеет место в течение всей рабочей смены, нужно устраивать противошумные укрытия. Ими могут служить изолированные помещения или передвижные устройства (рис. 47), где работающие могут на некоторое время отдыхать от шумового воздействия.

Другим вариантом уменьшения последствий шумового воздействия при помощи наушников может быть их периодическое надевание (хотя бы в течение одной чет-

вертой части смены). Время ношения наушников можно рассматривать, как перерывы шумового воздействия. К таким выводам приходит ряд исследователей в нашей стране и за рубежом.

4. ОТДЕЛЕНИЯ ХОЛОДНОЙ ВЫСАДКИ ДЕТАЛЕЙ

Холодная высадка мелких деталей является высокопроизводительным процессом. Уровни шума около прессов холодной высадки очень высоки, и часто небольшая группа таких прессов (10—20 единиц) создает тяжелые условия не только в том помещении, где они расположены, но и в смежных помещениях. Снижение шума в источнике сильно затруднено из-за технологических особенностей самого процесса высадки, хотя в последнее время появились холодновысадочные автоматы фирмы «Кайзер» (ФРГ), в конструкции которых предусмотрены меры борьбы с шумом. Шум, создаваемый такими автоматами, не превышает допустимых значений.

Целесообразно решать вопрос снижения шума, основываясь на наиболее рациональных планировочных решениях.

Рассмотрим это на конкретном примере. В одноэтажном производственном здании длиной более 140 м и шириной около 70 м должен быть размещен цех мелких стальных деталей. В цехе находится отделение холодной высадки деталей (70 холодно высадочных прессов), на участке должно работать 30 чел.

По ходу технологического процесса это отделение целесообразно было бы разместить в середине корпуса, но при таком решении все работающие в помещении (более 600 чел.) находились бы под воздействием шума высокого уровня (подобное положение имеет место на многих действующих предприятиях). Поэтому лучше перенести отделение холодной высадки деталей в торец корпуса и отделить его перегородкой I категории звукоизоляции (рис. 48). При этом 570 чел. будут защищены от шума, идущего из отделения холодной высадки деталей.

Вспомогательные участки этого отделения также следует отгородить перегородками I категории звукоизоляции, чтобы избавить от постоянного воздействия шума еще 12—15 чел., не работающих непосредственно у прессов. Для снижения шума непосредственно у прессов следует вместо обычной расстановки прессов, разместить

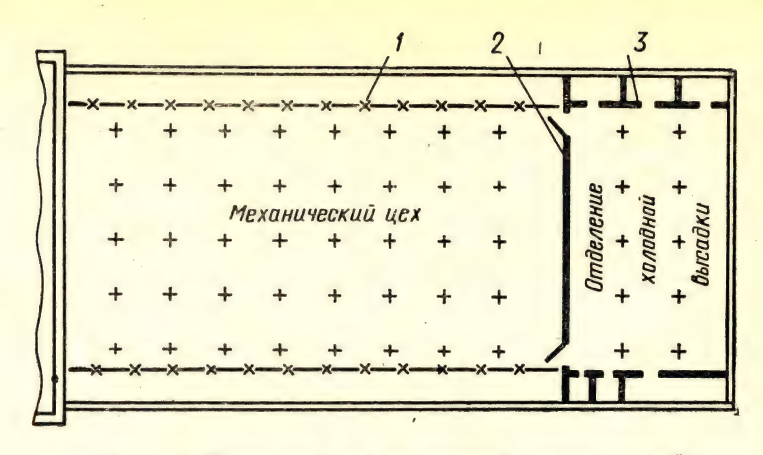


Рис. 48. План цеха по изготовлению мелких деталей:
1 — легкие остекленные перегородки; *2* — стена I категории звукоизоляции; *3* — перегородки I категории звукоизоляции

их по 4—6 шт. (по норме обслуживания) в специальных отсеках, образованных экранами со звукопоглощающей облицовкой высотой около 3 м (рис. 49); потолок и стены тоже надо облицевать звукопоглощающими конструкциями. При таком решении целесообразно бунты проволоки располагать в проходах вне зоны прямого воздействия шума прессов, а готовые детали через спе-

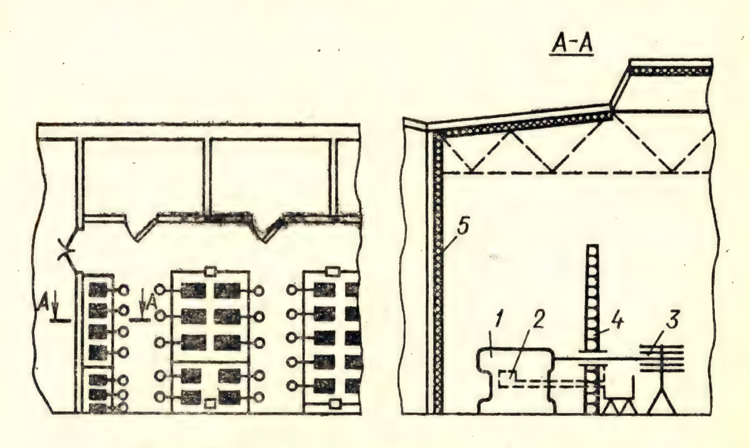


Рис. 49. План отделения холодной высадки:
1 — пресс холодной высадки; *2* — трубопровод для готовых деталей; *3* — бунты проволоки; *4* — экран со звукопоглощающей оболочкой; *5* — звукопоглощающая облицовка стен и потолка

Таблица 20

Уровни звуковой мощности холодновысадочных автоматов

Автомат	Обрабатываемая деталь			Среднегеометрическая частота, Гц							
	Наименование	Размер	Материал	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
				Уровень звуковой мощности, дБ							
Первая группа											
375	Болт	∅14	30ХГСА	87	95	96	104	108	102	96	92
Вторая группа											
82-ВА	„	∅6	16ХСН	84	85	92	98	102	99	94	90
83-ВА	„	∅6	16ХСН	88	90	94	99	102	100	98	91
52-ВА	Заклепка	∅4	В-65	80	84	92	96	98	95	94	93
312	Болт	5/24″	30ХГСА	85	91	95	100	101	98	96	92
2500-С	„	∅4	ЛС-62	80	85	90	94	96	94	93	90
I отсечной	„	∅8	30ХГСА	80	85	89	94	96	95	94	92
Третья группа											
2В	Болт	∅3	АМГ-5	79	76	83	90	91	92	88	64
53-ВА	„	∅4	16ХСН	76	75	84	90	91	90	88	64
II отсечной	„	∅14	16ХСН	76	82	88	91	92	93	92	90

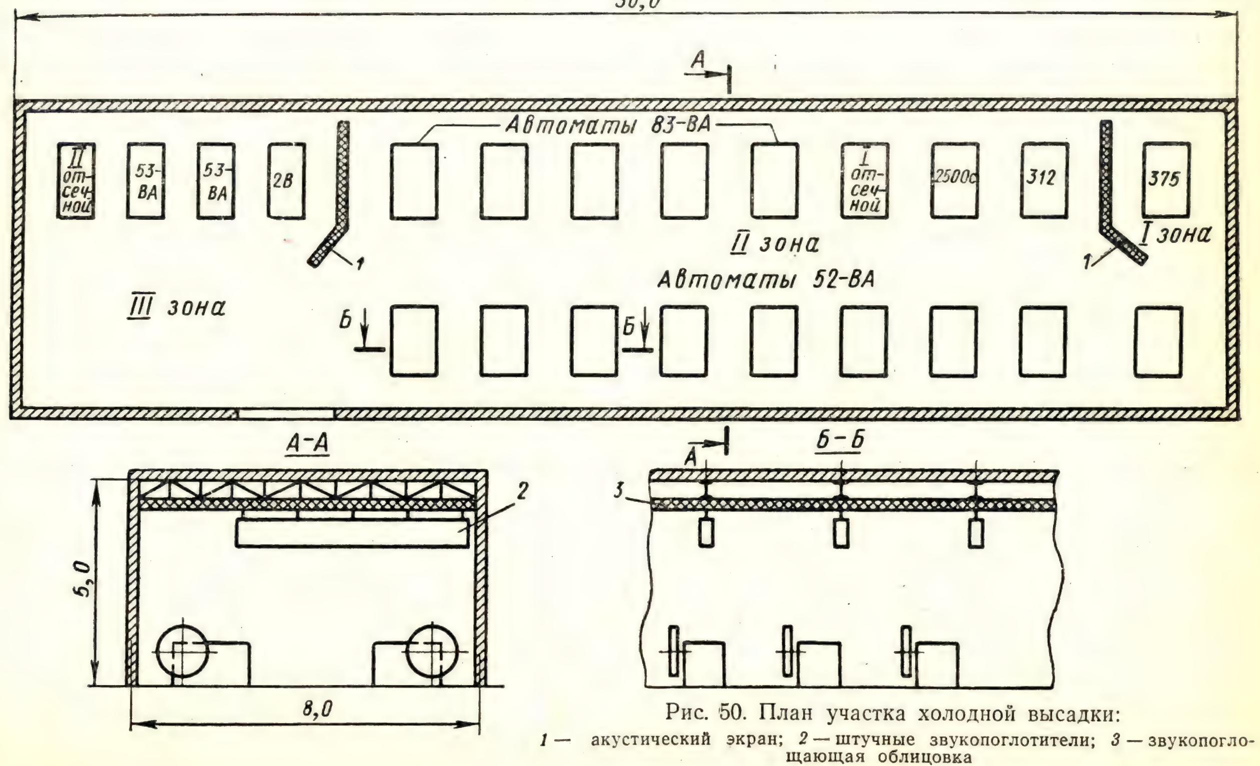


Рис. 50. План участка холодной высадки:

1 — акустический экран; *2* — штучные звукопоглотители; *3* — звукопоглощающая облицовка

циальный трубопровод так же подавать в проход. При наличии звукопоглощающей облицовки на потолке и щитах, огораживающих станки, люди, находящиеся в отсеке, не будут подвергаться воздействию шума, отражающегося от стен и потолка. Время пребывания рабочего под воздействием сильного шума существенно сокращается и может быть доведено до минимума. При применении индивидуальных средств защиты работающими непосредственно у прессов можно обеспечить удовлетворительные условия работы и ликвидировать вредное воздействие шума.

В том же корпусе предполагалось установить пять автоматических поточных линий для комплексной обработки деталей. В технологической линии первым стоял пресс холодной высадки. Пять шумных прессов могли в значительной мере ослабить эффективность ранее описанных мероприятий. Снижение шума от этих прессов можно достичь двумя путями: закрыть прессы специальными звукоизолирующими кожухами с окнами наблюдения и обслуживания; вынести высадной пресс из технологической линии, заменив его загрузочным бункером, а пресс установить вместе с другими в группе холодной высадки, где предусмотрены соответствующие меры по снижению шума. Очевидно, что второй путь является более простым.

В табл. 20 приведены измеренные приближенным способом уровни звуковой мощности некоторых типов холодновысадочных автоматов (ХВА). В этой таблице эти автоматы условно разбиты на три группы: первая — наиболее шумное оборудование, вторая — средней шумности и третья — с меньшим уровнем шума.

При расстановке автоматов необходимо группировать их по величине шумности, отделяя одну группу от другой акустическими экранами. В помещении необходимо делать звукопоглощающую облицовку, дополненную штучными звукопоглотителями.

Целесообразная схема расположения холодновысадочных автоматов, звукопоглощающих облицовок, штучных звукопоглотителей и акустических экранов приведена на рис. 50.

5. ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ И РЕГУЛИРОВОЧНЫЕ СТЕНДЫ

В опытном и серийном производствах применяют большое число разнообразных испытательных и регули-

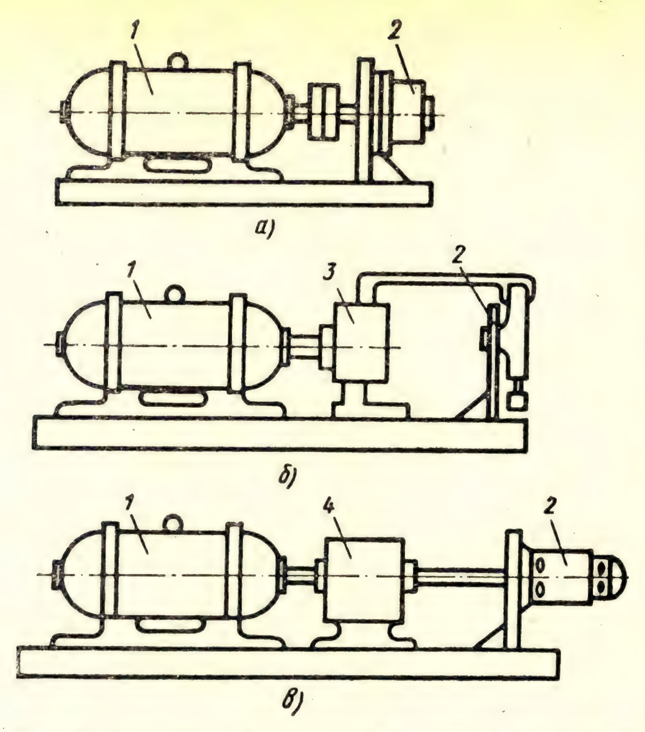


Рис. 51. Схемы испытательных и регулировочных стендов:

а — стенд схемы привод — испытуемый агрегат; *б* — стенд схемы привод — насос — испытуемый агрегат; *в* — стенд схемы привод — редуктор (мультипликатор)—испытуемый агрегат; *1* — привод; *2* — испытуемый агрегат; *3* — насос; *4* — редуктор или мультипликатор

ровочных стендов. Они могут быть разделены на несколько типов (рис. 51): привод — испытуемый агрегат; привод — насос — испытуемый агрегат; привод — редуктор (мультипликатор) — испытуемый агрегат.

В стендах типа привод — испытуемый агрегат может быть шумный привод и менее шумный агрегат. При размещении их в общем зале шум на рабочих местах, как правило, превышает допустимые нормами значения. Шум можно устранить, закрыв привод специальным кожухом или вынеся его в отдельное помещение со звукоизоляцией места прохода вала через стену.

В стендах типа привод — насос — испытуемый агрегат наиболее шумным является насос и привод. При

мощности электродвигателей 70—100 кВ и более уровень звукового давления около такой установки достигает 110 дБ на низких частотах и 115 Дб — на средних и высоких.

Испытуемые агрегаты — обычно гидропривод, гидроусилители, гидромуфты и другие подобные устройства не создают большого шума. Но при установке стендов испытания таких агрегатов вместе с приводами в общем зале будут создаваться тяжелые условия для работы.

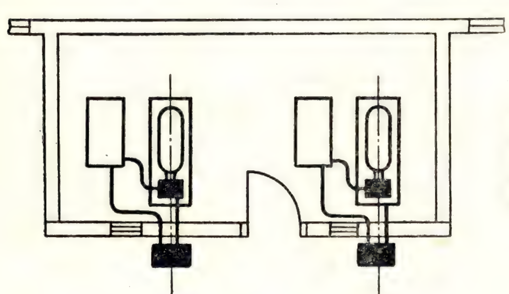


Рис. 52. План расположения испытательного стенда схемы привод — насос — испытуемый агрегат

Для испытательных стендов типа привод — насос — испытуемый агрегат целесообразно принять схему, изображенную на рис. 52. В этом случае нешумный испытуемый агрегат будет отделен от шумного привода и насоса, так как около последних постоянно не находятся люди.

Привод и насос можно отделить не только перегородками. Там где это целесообразно, можно разместить шумные агрегаты на одном этаже, а трубопроводы от них вывести на другой.

Особое внимание необходимо обратить на звукоизоляцию трубопроводов, в которых циркулирует под большим давлением рабочая жидкость. Они или должны быть покрыты вибродемпфирующей мастикой, или иметь другой вид звукоизоляции, например кожух с заполнением минеральной ватой.

Установки, состоящие из привода, мультипликатора (или редуктора) и испытуемого агрегата создают еще более высокие уровни шума. Наиболее шумными обычно бывают мультипликатор и испытуемый агрегат или высокооборотный электрический генератор, воздушный компрессор, специальная трансмиссия, жидкостный насос и т. п. В ряде случаев при их испытании необходимы

регулировочные работы, т. е. периодическое присутствие человека в зоне сильного шума.

План расположения испытательного стенда приведен на рис. 53.

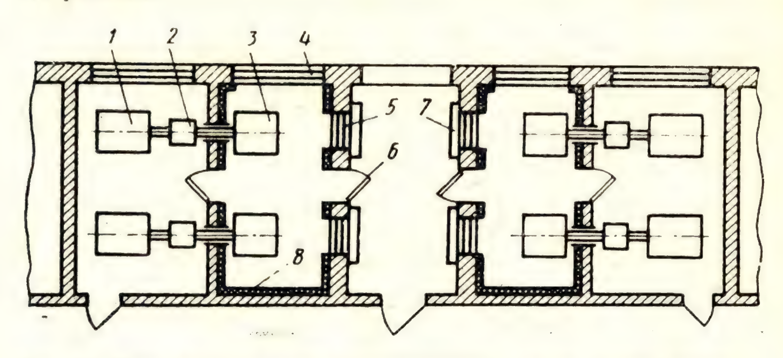


Рис. 53. План расположения испытательного стенда схемы привод — мультипликатор — испытуемый агрегат:

1 — привод; *2* — мультипликатор; *3* — испытуемый агрегат; *4* — стеклоблоки; *5* — окно повышенной звукоизоляции; *6* — дверь повышенной звукоизоляции; *7* — пульт; *8* — звукопоглощающая облицовка

Испытуемый агрегат, шум которого менее интенсивен, чем привода и мультипликатора, но все же не допускающий постоянного пребывания около него человека, выносится в отдельный отсек. Для снижения шума в самом отсеке потолок и стены облицовывают эффективным звукопоглощающим материалом. Рядом с этим отсеком делают кабину наблюдения и управления с окном и дверью повышенной звукоизоляции. В этой кабине постоянно находится обслуживающий установку персонал. Для необходимых регулировок рабочие периодически выходят в отсек, используя средства индивидуальной защиты.

Пребывание людей около шумных агрегатов может быть сокращено или ликвидировано при применении для регулировочных работ манипуляторов, аналогичных применяемым для работы с радиоактивными изотопами.

Когда пребывание людей около испытуемого агрегата не требуется, то привод и мультипликатор размещают в одном отсеке.

Ограждающие конструкции, облицовки, двери, окна и проходы технологических коммуникаций таких стендов подбираются в соответствии с указанием, изложенным в гл. III.

Широкое распространение в промышленности получили испытания деталей и узлов машин на виброустойчивость. Такие испытания проводят на специальных вибростендах, во время работы которых излучается значительный шум. Величина шума зависит от ряда факторов: тягового усилия вибростенда, вида и размеров испытуемого изделия, его веса, режимов работы вибростенда. При разработке проектов лабораторий виброиспытаний необходимо принимать для расчетов наибольшие из возможных значений звуковой мощности вибростендов, чтобы осуществить надежную защиту от шума.

Основные параметры, характеризующие электродинамические вибростенды, находятся в следующей зависимости:

$$F \geqslant n(P_1 + P_2 + P_3),$$

где F — толкающая сила, кгс; n — перегрузка ($n = a/g$, здесь a — действительное ускорение, g — ускорение силы тяжести); P_1, P_2, P_3 — вес соответственно испытуе-

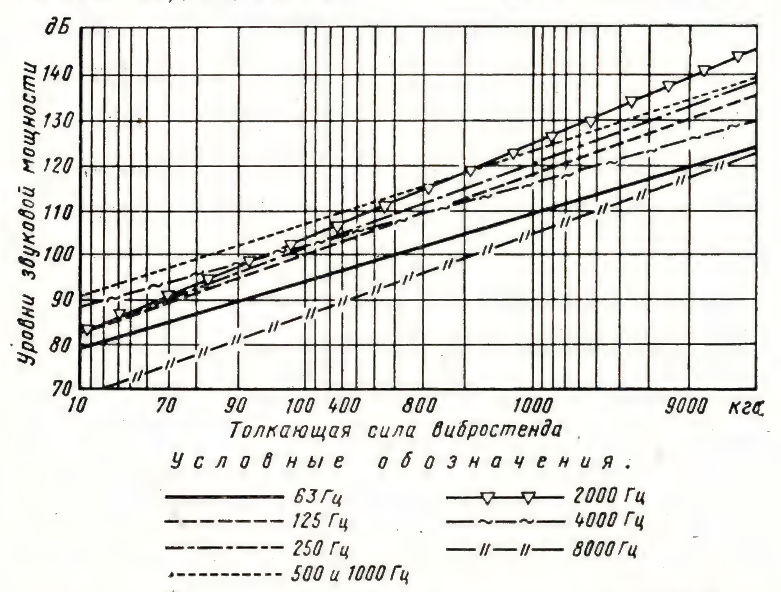


Рис. 54. Зависимость уровней звуковой мощности вибростендов от величины толкающей силы вибростенда

мого изделия, деталей крепления, подвижной части вибратора.

Проведенные многочисленные измерения уровней звуковой мощности различных вибростендов показали, что между основным показателем вибростенда — толкающей силой F и его звуковой мощностью существует зависимость, которая позволяет с некоторыми допущениями определить наибольшую звуковую мощность, излучаемую вибростендом (рис. 54). Если тяговая сила вибростенда не превышает 50 кгс, то шум таких стендов невысокий и во многих случаях специальных мер по его снижению не требуется. Вибростенды, тяговая сила которых превышает 50 кгс, необходимо размещать в отдельных боксах с ограждающими конструкциями I категории звукоизоляции. Все приборы управления и контроля должны быть вынесены из боксов (рис. 55).

При размещении в боксе более одного стенда, необходимо учитывать, что пребывание людей около рабо-

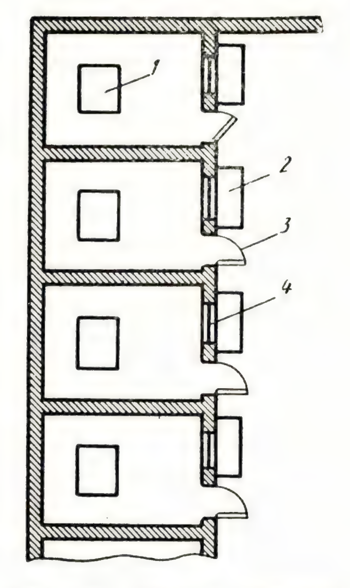


Рис. 55. Схемы компоновки вибростендов:

1 — вибростенд в боксе; *2* — пульт управления; *3* — дверь повышенной звукоизоляции; *4* — окно повышенной звукоизоляции

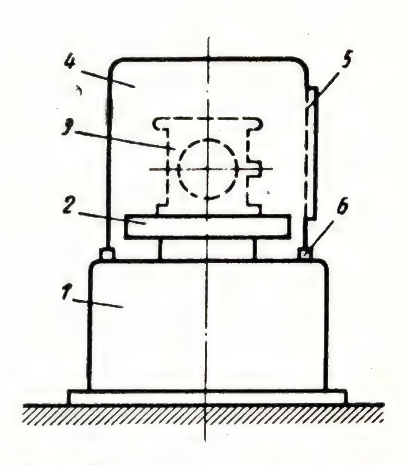


Рис. 56. Схема закрытия вибростенда кожухом:

1 — станина вибростенда; *2* — вибрирующий стол; *3* — испытуемая деталь; *4* — кожух; *5* — люк или окно; *6* — эластичная прокладка

тающих стендов должно быть исключено. Размеры боксов определяются габаритами изделий и другими технологическими требованиями. Когда тяговая сила вибростендов составляет 1000 кгс и более, они могут создавать уровни среднечастотного и высокочастотного шума, превышающие 120—130 дБ. В этих случаях их размещают в боксах с соответствующей звукоизоляцией ограждающих конструкций, внутри боксов целесообразно устраивать звукопоглощающую облицовку.

Значительно сложнее снизить шум в существующих лабораториях, где при их сооружении не были предусмотрены мероприятия по снижению шума.

Для защиты от шума вибростендов могут быть использованы кожухи, которыми закрывают подвижной стол с испытуемыми деталями (рис. 56). Такой кожух, сделанный из стального листа толщиной 1,5 мм и покрытый слоем мастики 3—4 мм, снижает шум около вибростенда на средних и высоких частотах на 15 дБ и более. Кожухи применяют и для закрытия крупных вибростендов. Вес кожуха при наличии соответствующих подъемно-транспортных устройств может доходить до 5—10 т. Такой кожух может закрывать весь вибростенд с испытуемой на нем деталью и несмотря на значительный вес его применение может оказаться относительно простым мероприятием.

7. ЦЕХИ ЗАВОДОВ АВИАЦИОННОЙ МЕТАЛЛУРГИИ

Снижение шума в цехах авиационной металлургии — одна из наиболее трудных и малоизученных областей. Особенно трудно снизить шум в действующих цехах, оснащенных сложным и уникальным оборудованием, где практически невозможна реконструкция или его перестановка. Поэтому материал, изложенный в этом разделе, является рекомендациями, возможность применения которых должна решаться в каждом конкретном случае.

Размеры оборудования и размеры цехов затрудняют измерение звуковой мощности агрегатов, поэтому все приведенные далее результаты измерений являются уровнями звукового давления на рабочих местах.

Оборудование заводов авиационной металлургии, как правило, размещается в больших цехах, где влияние отраженного от ограждающих конструкций звука прак-

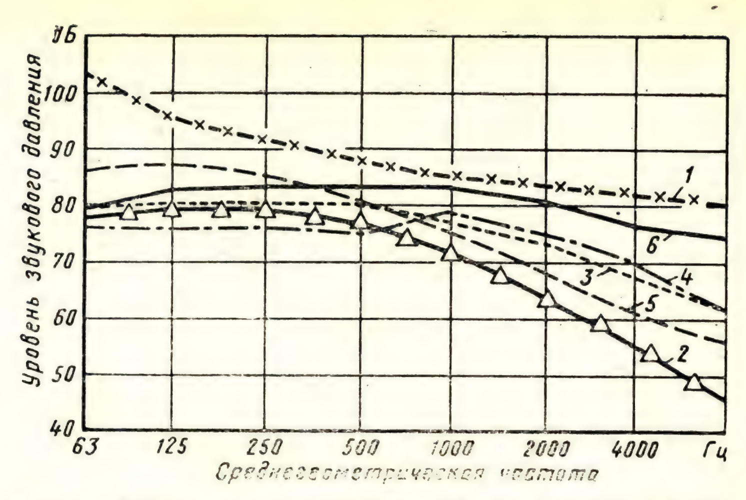


Рис. 57. Кривые, характеризующие звуковое давление в цехах: *1* — спектр ПС-85; *2* — кузнечный цех; *3* — листопрокатный цех; *4* — профильный цех; *5* — литейный цех; *6* — трубопрокатный цех

тически не ощущается. Измерение звукового давления в рассматриваемых цехах (рис. 57) показывает, что везде оно не превышает допустимых нормами значений. Сравнение данных измерений на рабочих местах и общего звукового давления показывает, что на рабочих местах преобладает прямой звук и его уменьшение в большинстве случаев возможно только его снижением в источнике или проведением отдельных локальных мероприятий (рис. 58).

Наибольший эффект по снижению шума как на отдельных рабочих местах, так и в целом по цеху дает снижение шума самого оборудования или технологического процесса. При замене шумного технологического процесса и оборудования малошумным отпадает необходимость в звукоизоляции шумного оборудования, в изменении традиционных планировок. Поэтому при выборе оборудования нужно отдавать предпочтение оборудованию, создающему при работе наименьший шум. Заказывая оборудование для новых производств, заказчик должен выдвинуть перед поставщиком требование об ограничении шума, излучаемого оборудованием, до уровней, обеспечивающих возможность выполнения установленных санитарных норм.

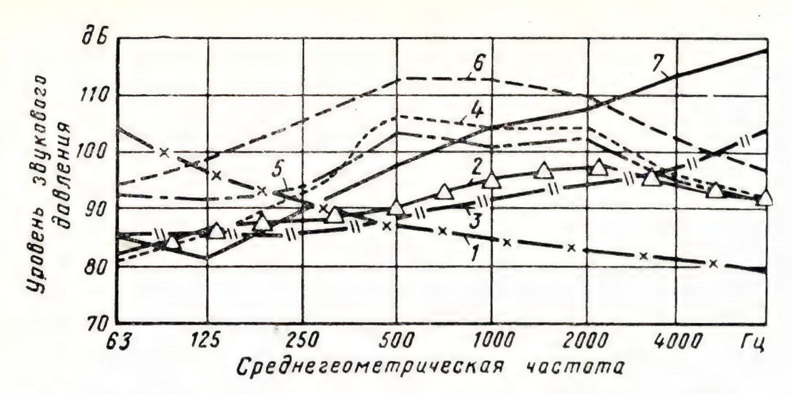


Рис. 58. Кривые, характеризующие уровень звукового давления на рабочих местах наиболее шумных технологических операций:

1 — спектр ПС-85; *2* — заковка концов труб на ротационно-ковочной машине; *3* — резка листа дисковой пилой с кромкокрошителем; *4* — резка труб дисковой пилой; *5* — резка панели циркульной пилой; *6* — ручная правка панели; *7* — резка термообработанной панели циркульной пилой

При выдаче задания на разработку нового оборудования или усовершенствование старого следует оговаривать необходимость разработки специальных, уменьшающих шум мероприятий.

Если невозможно снизить шум оборудования до допустимых уровней, то надо предусмотреть дистанционный контроль и управление.

Планировки существующих корпусов заводов авиационной металлургии принимались, исходя только из требований технологического процесса. Снижение производственного шума предполагалось локальными средствами после установки оборудования. Однако таким путем во многих случаях решить задачу снижения шума не удается. Для ее решения целесообразно отказаться от традиционных схем планировки, применять такие, которые обеспечат и необходимые технологические требования и требования шумозащиты. Схемы вариантов планировки, удовлетворяющие этим требованиям, приведены на рис. 59.

Если невозможно осуществить рациональные планировки и получить малошумное оборудование или создать его в ближайшее время, необходимо шумное оборудование размещать с возможно меньшей плотностью; насосно-компрессорные станции — в изолированных от основного цеха помещениях; вентиляционные системы и

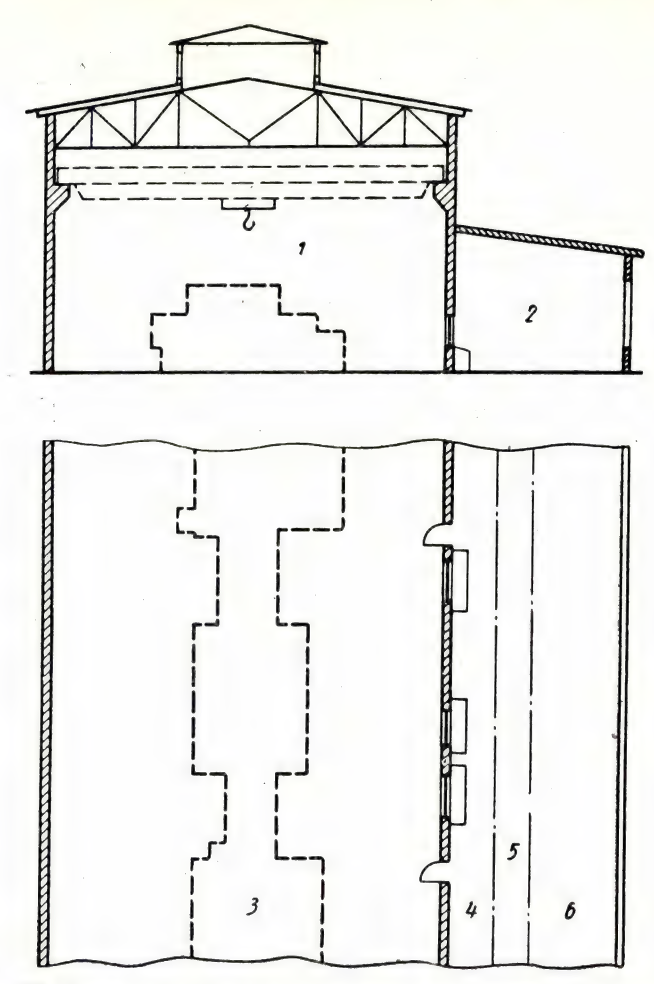


Рис. 59. Схема планировки корпуса завода с учетом мероприятий по шумоглушению:

1 — шумная зона; *2* — тихая зона; *3* — технологическое оборудование; *4* — зона пультов управления; *5* — проход; *6* — зона вспомогательных помещений

электрооборудование — в звукоизолированных помещениях (или под звукоизолирующими кожухами), устанавливая в воздуховодах вентиляционных систем глушители шума; защищать от шума звукоизолированными кабинами рабочие места шумных технологических процессов, где сооружение таких кабин не мешает тех-

нологическому процессу (около стана горячей прокатки, двухклетьевого стана холодной прокатки, стана автоматического фрезерования слитков, щековой дробилки и шаровой мельницы и т. д.); защищать от шума звукоизолирующими кабинами рабочие места в шумных вспомогательных помещениях (в насосно-аккумуляторных станциях, в машинных залах). Схема звукоизолированной кабины приведена на рис. 60.

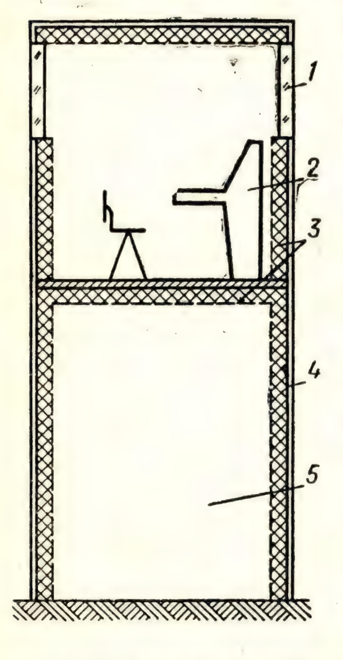


Рис. 60. Схема звукоизолированной кабины для шумных рабочих мест:
1 — органическое стекло; *2* — пульт управления; *3* — звукопоглощающая облицовка; *4* — металлический лист; *5* — помещение вентиляционного агрегата

На шумных участках, на которых невозможно снизить шум, а его воздействие продолжается всю смену, необходимо предусматривать звукоизолированные укрытия (в том числе передвижные), где работающие могут снять индивидуальные средства защиты и осуществлять перерывы шумового воздействия по специальным графикам, рекомендованным медицинской службой или периодически носить наушники.

При разработках технологических планировок необходимо рассмотреть возможность снижения шума на рабочих местах около шумного оборудования, применяя акустические экраны. Возможные схемы расположения акустических экранов для ряда рабочих мест показаны на рис. 61.

Выбор материалов для акустических экранов, их толщина и разработка конструкции должны производиться в соответствии с рекомендациями, изложенными в гл. II.

Специальные звукоизолирующие кожухи и крышки (задемпфированные, облицованные с внутренней стороны звукопоглощающим материалом, имеющие уплотнение в местах прилегания и пр.), установленные над из-

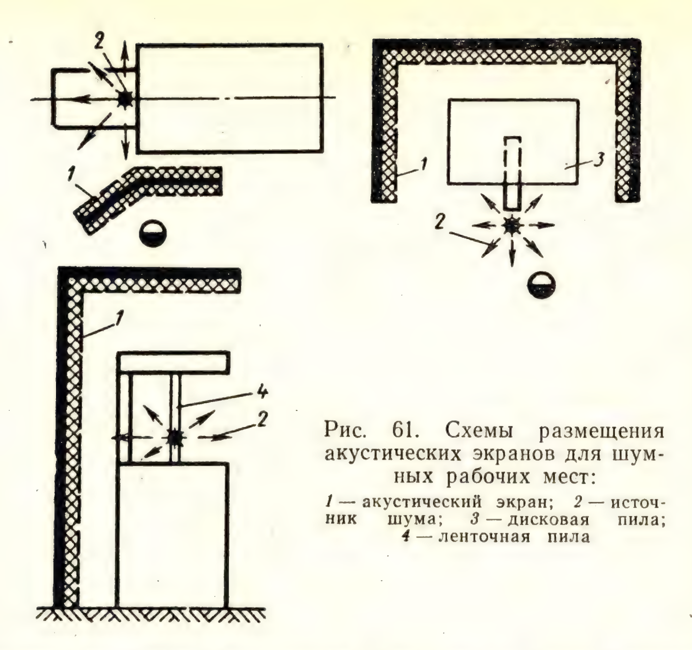


Рис. 61. Схемы размещения акустических экранов для шумных рабочих мест:

1 — акустический экран; *2* — источник шума; *3* — дисковая пила; *4* — ленточная пила

лучающими шум агрегатами, проемами или щелями (например, в стене плавильной печи около форсунок) также могут уменьшить уровни шума на рабочих местах.

8. СНИЖЕНИЕ ШУМА СТРУЙ СЖАТОГО ВОЗДУХА

На производстве широко распространен способ обдува деталей сжатым воздухом для очистки, сушки и других технологических операций. На некоторых видах оборудования производится сброс воздуха из пневмоагрегатов, сдув мелких деталей со штампов и др. Сжатый воздух также применяют для охлаждения зоны резания на крупных токарных станках, когда обрабатывается металл, корродирующий от соприкосновения с водой или эмульсией. При всех этих операциях образуется сильный высокочастотный шум. Процесс шумообразования происходит при критическом истечении воздуха из отверстий с давлением больше 2 ат. При этом скорость истечения воздуха близка к звуковой и шум его достигает максимального значения. Такое избыточное давле-

ние обуславливается существующими системами воздухоснабжения, когда от магистральных воздуховодов большой емкости идет воздух к потребителям, а срабатывание давления происходит непосредственно на рабочем месте.

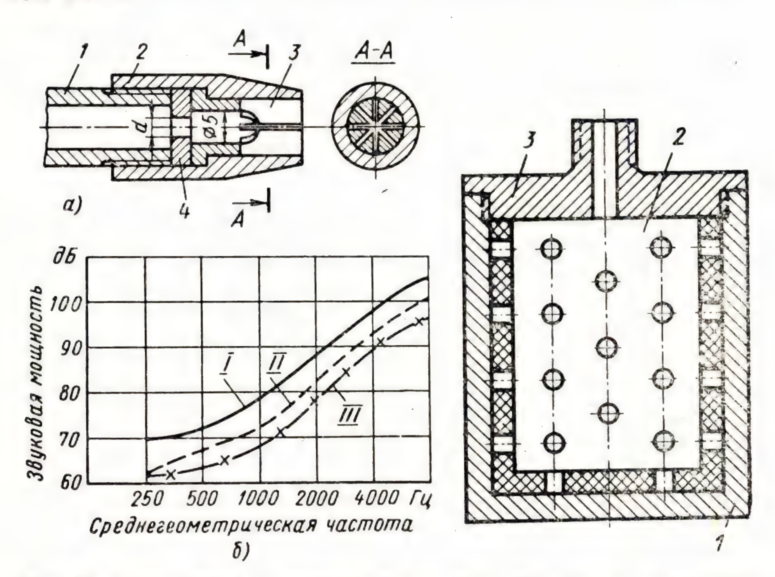


Рис. 62. Схема сопла с уменьшенным шумом (*а*) и его эффективность (*б*):

1 — труба; *2* — наконечник; *3* — фасонное щелевое сопло; *4* — мерная шайба; *I—III* — звуковая мощность соответственно при d=5 мм, d=4 мм, d=3 мм

Рис. 63. Схема глушителя для сброса воздуха из пневмоцилиндров:

1 — корпус из пористого металла; *2* — резиновая обкладка корпуса с перфорацией; *3*—крышка

Снизить шум воздушной струи при сохранении технологического эффекта практически невозможно. Шум можно снизить на 8—12 дБ, но при этом несколько уменьшится скорость истечения воздуха. Чтобы компенсировать уменьшение скорости (если в этом появится необходимость) нужно приблизить сопло к рабочей зоне. Схема сопла, снижающего шум струи, дана на рис. 62, *а*. Оно состоит из трубы *1,* на которую навертывают наконечник *2*. Внутри наконечника устанавливают фасонное сопло *3* и мерную шайбу *4*. Внутренний диаметр фасонного сопла для рассматриваемого варианта принят 5 мм, его площадь 19,6 мм^2. Такую же площадь имеют все восемь пазов выходной части сопла.

На рис. 62, *б* показаны результаты измерения звуко-

вой мощности, излучаемой соплом при давлении в сети около 5 ат. При этом изменялся внутренний диаметр мерной шайбы от 3 до 5 мм. Измерения показывают возможность уменьшения шума, излучаемого открытой струей сжатого воздуха.

Другим распространенным источником шума на производстве является сброс сжатого воздуха из цилиндров различных пневматических агрегатов. Сброс воздуха производится периодически и при этом отсутствуют какие-либо требования к величине противодавления сбросу.

Для снижения такого шума можно использовать малогабаритные глушители с оболочкой из пористой меди, конструкция которых предложена группой инженеров Горьковского автозавода. Схема такого глушителя приведена на рис. 63. Он состоит из стакана, изготовленного из пористой меди, и крышки со штуцером. Внутри имеется обкладка из перфорированной резины. При прохождении воздуха через поры оболочки шум снижается. Такой глушитель снижает шум на 20 дБ и более в широком диапазоне частот.

9. ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ ЦЕНТРЫ

По величине создаваемого шума оборудование вычислительных центров и машиносчетных станций можно разделить на три группы.

К первой группе относится оборудование, создающее на рабочих местах шум с уровнем звукового давления, достигающем 80—85 дБ в широком диапазоне частот. Это — табуляторы, вводные и выводные устройства, сортировки, печатающие устройства.

Ко второй группе относится оборудование, создающее на рабочих местах шум с уровнем звукового давления, достигающим 75—80 дБ в широком диапазоне частот. Это — перфораторы, магнитные барабаны.

К третьей группе относится оборудование, создающее на рабочих местах шум с уровнем звукового давления, достигающем 65—70 дБ в широком диапазоне частот. К нему относятся клавишные вычислительные машины, суммирующие устройства.

Шум с уровнем звукового давления 70—75 дБ наблюдается на рабочих местах около пультов ЭВМ.

Уровни звуковой мощности наиболее шумного оборудования вычислительных центров и машиносчетных

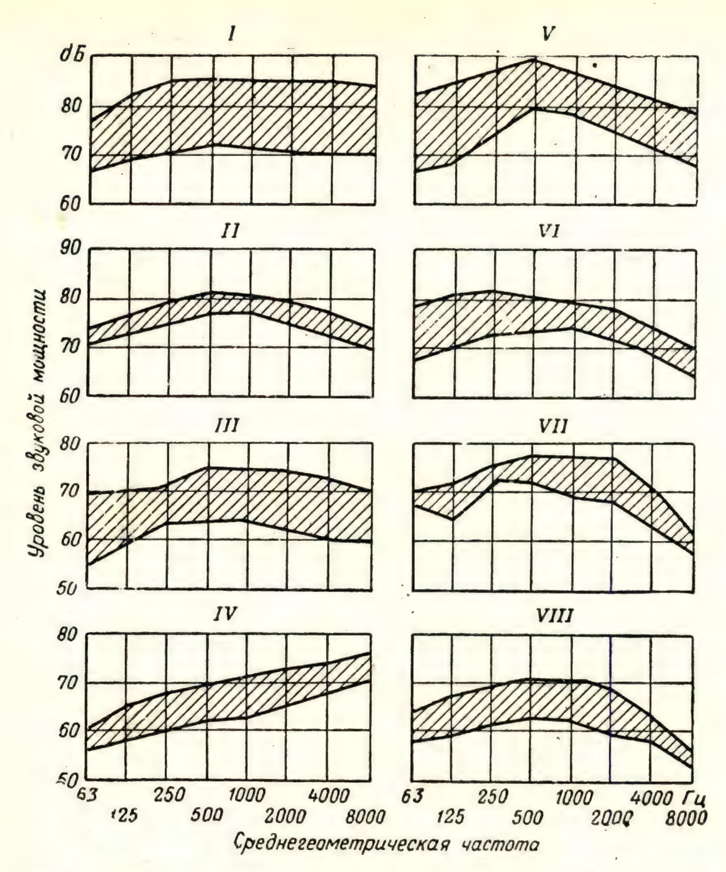


Рис. 64. Кривые, характеризующие уровень звуковой мощности оборудования вычислительных центров:

I — табуляторы; *II* — сортировки; *III* — перфораторы; *IV* — вычислительные клавишные машины; *V* — вводные и выводные устройства; *VI* — печатающие устройства; *VII* — магнитные барабаны; *VIII* — сумматоры

станций, измеренные в производственных условиях в соответствии с ГОСТ 11870—66, приведены на рис. 64.

Обеспечить в помещениях вычислительных центров и машиносчетных станций уровни шума, допустимые санитарными нормами, можно путем рациональной планировки помещений и расстановки оборудования, применения звукопоглощающих облицовок, акустических экранов и специальных устройств.

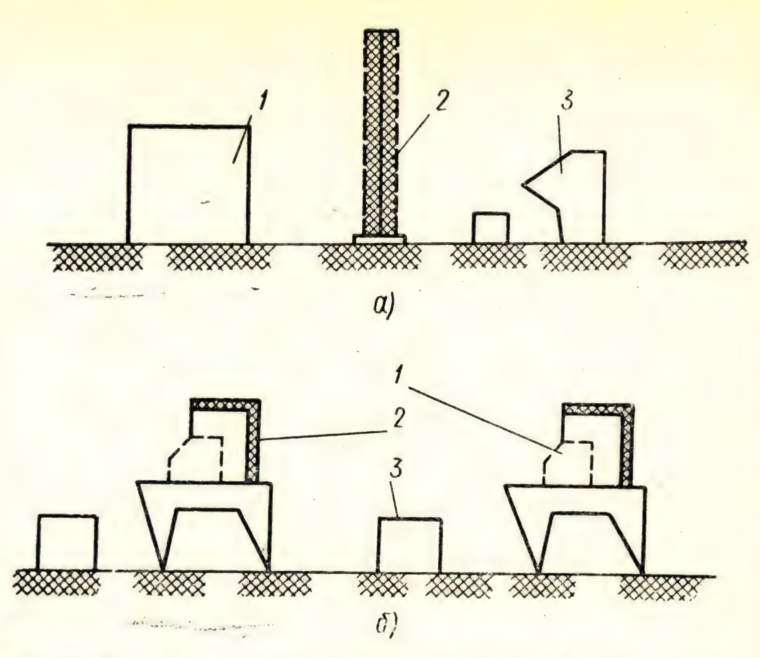


Рис. 65. Схемы расположения акустических экранов в вычислительных центрах:

а — большой экран, устанавливаемый на полу; *б* — малый экран, устанавливаемый на столе; *1* — шумное оборудование; *2* — акустический экран; *3* — рабочее место

При разработке планировок необходимо выполнять следующие условия:

размещать шумное оборудование с возможно меньшей плотностью;

выделять наиболее шумное оборудование (табуляторы, сортировки, перфораторы, магнитные барабаны) в звукоизолированные помещения и размещать в них оборудование с возможно меньшей плотностью;

вводные, выводные и печатающие устройства также устанавливать в отдельном помещении, а если это невозможно, располагать их вдали от пульта управления ЭВМ или размещать между ними и пультами акустические экраны;

размещать вентиляционные системы в звукоизолированных помещениях, удаленных от помещений с вычислительными машинами и от комнат расчетчиков, программистов и работников конструкторских бюро;

применять для помещения вычислительных центров, граничащих с шумными помещениями, ограждающие конструкции (перекрытия, стены, перегородки, двери и пр.) с достаточной звукоизолирующей способностью, определяемой расчетом.

Местные автономные кондиционеры, предназначенные для обслуживания помещений счетно-электронных и вычислительных клавишных машин должны быть расположены от ближайших постоянных рабочих мест на расстоянии не менее 6 м. Если так невозможно разместить, то кондиционеры следует вынести в изолированное помещение и снабдить вентиляционными глушителями у всасывающей и нагнетательной решеток. Предпочтителен для установки в этих помещениях кондиционер КМ 17-00 «Харьков» как наименее шумный.

Вентиляторы местного обдува должны быть вынесены в звукоизолированное помещение или помещены под звукоизолирующие кожухи.

Чтобы уменьшить энергию отраженного звука, используют звукопоглощающие конструкции, которыми облицовывают потолки и стены шумных помещений.

Технологические проемы в стенах и перекрытиях, отделяющих шумные помещения от тихих, необходимо выполнять по типу, описанному в гл. III.

Снижения шума на рабочих местах около шумного оборудования можно достичь, установив акустические экраны (рис. 65).

Глава V

СНИЖЕНИЕ ШУМА НА ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТАНЦИЯХ И ЗАЩИТА ОТ ШУМА НА АЭРОДРОМАХ

1. ШУМ ГАЗОВОЙ СТРУИ

Реактивный двигатель является одним из наиболее мощных источников шума. Установлено, что его шум складывается из шума внутренних агрегатов: компрессора, турбины, камеры сгорания и шума выходящей из реактивного сопла газовой струи. Аэродинамический шум газовой струи создается вследствие турбулентного смешения выходящих из реактивного сопла с большой скоростью газов с относительно неподвижным окружающим

воздухом. Шум газовой струи преобладает над шумом других агрегатов.

Теория шума газовой струи и механизм ее генерирования полностью еще не разработаны. Наиболее распространена теория, разработанная англичанином Лайтхиллом, в соответствии с которой интенсивность шума увеличивается пропорционально восьмой степени скорости истечения струи. Дальнейшая разработка этой теории и многочисленные эксперименты позволили создать формулы для расчета звуковой мощности газовой струи, которые дают удовлетворительные результаты. Общий уровень звуковой мощности относительно 10^{-12} Вт, L_{po} в дб, излучаемой из выхлопного сопла двигателя при дозвуковых скоростях истечения газов, может быть определен по формуле

$$L_{p.o} = 80 \lg V_c + 20 \lg \gamma_c + 20 \lg F_c - 44, \quad (9)$$

где V_c — скорость газов на выходе из сопла, м/с; γ_c — плотность газа, кг/см^3; F_c — площадь сопла, м^2;

По таблицам газодинамических функций определяют параметры струи. Эти таблицы построены для трех значений изоэнтропического показателя струи $K (K = c_p/c_v)$. Показатель струи K определяется по табл. 21.

Таблица 21

Значения показателя K

Температура торможения, °K	Показатель K
273—800	1,4
800—2500	1,33
2500 и выше	1,25

Скорость истечения струи из сопла рассчитывают по формуле

$$V_c = A \lambda_c \sqrt{T_c},$$

где A — коэффициент, зависящий от величины показателя K; λ_c — коэффициент скорости; T_c — температура торможения, °K.

Коэффициент A находится в следующей зависимости от показателя K

K	1,4	1,33	1,25
A	18,3	18,1	17,9

Коэффициент скорости λ_c находят следующим образом. По таблицам газодинамических функций находят значение функции $\pi(\lambda_c)$, а затем для этого значения по таблицам определяют коэффициент скорости λ_c.

Плотность газа определяют по формуле

$$\gamma_c = P_{oc}\,\Sigma(\lambda_c)/RT_c,$$

где P_{oc} — полное давление на срезе сопла, кгс/м^2; R — газовая постоянная, принимаемая для турбореактивных двигателей, 29,3; $\Sigma(\lambda_c)$ — коэффициент, который находят по таблицам газодинамических функций для заданных значений.

Площадь сечения в м^2 определяется по формуле

$$F_c = G/\gamma_c V_c,$$

где G — расход газа на срезе сопла, кг/с,

Величины G, P_{oc}, T_{oc} являются определяющими параметрами двигателя и задаются как исходные данные для проектирования систем шумоглушения.

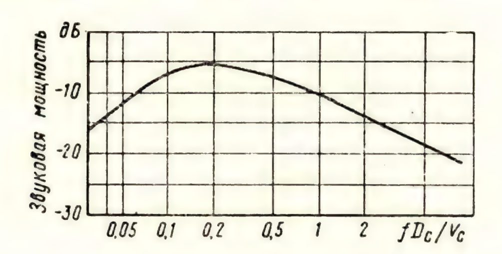


Рис. 66. Относительный спектр звуковой мощности турбореактивного двигателя

Спектр звуковой мощности на выхлопе для турбореактивных двигателей рассчитывают по относительному спектру звуковой мощности, приведенному на рис. 66. Общий уровень звуковой мощности современных реактивных двигателей достигает 160 дБ и более.

Газотурбинные двигатели с воздушным винтом имеют несколько меньшие значения звуковой мощности, но и они являются достаточно мощными источниками шума. В табл. 22 в качестве примера приведены спектры уровней звуковой мощности реактивного, турбовинтового и поршневого двигателей современных пассажирских самолетов.

Таблица 22

Уровни звуковой мощности двигателей пассажирских самолетов

Тип двигателя	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	Уровень звуковой мощности в дБ относительно 10^{-12} Вт							
Турбореактивный	151	154	155	153	150	147	143	137
Турбовинтовой . .	148	150	147	145	143	141	139	135
Поршневой	141	146	140	141	138	136	139	129

Для снижения такого шума до уровней, допустимых для территории жилой застройки в ночное время необходимо расстояние от бокса до жилых зданий 8—10 км.

2. ШУМОГЛУШАЩИЕ УСТРОЙСТВА ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ БОКСОВ

Современные испытательные боксы имеют сложные шумоглушащие устройства. Эти устройства должны удовлетворять ряду требований, главными из которых являются: снижение шума испытуемого двигателя до необходимых в каждом конкретном случае уровней и обеспечение неизменности параметров испытуемых двигателей. Последнее требование особенно важно для двигателей с большими расходами воздуха, так как оно является часто определяющим при решении вопроса о пригодности того или другого типа глушителя.

Все эти задачи по-разному решаются для различных типов двигателей.

Схема шумоглушения одного из типов боксов для испытания турбореактивных двигателей приведена на рис. 67. Система состоит из глушителей шахты всасывания и подсоса, двухступенчатого эжектора и вертикального глушителя выхлопа, называемого секционным вертикальным (СВ). Глушитель типа СВ (рис. 68) состоит из горизонтальной и вертикальной частей. Горизонтальная часть представляет собой эжектор (эжекторная труба) или их систему.

К верхней части цоколя крепят выравнивающую решетку, обеспечивающую необходимое гидравлическое сопротивление. Изменяя величину гидравлического

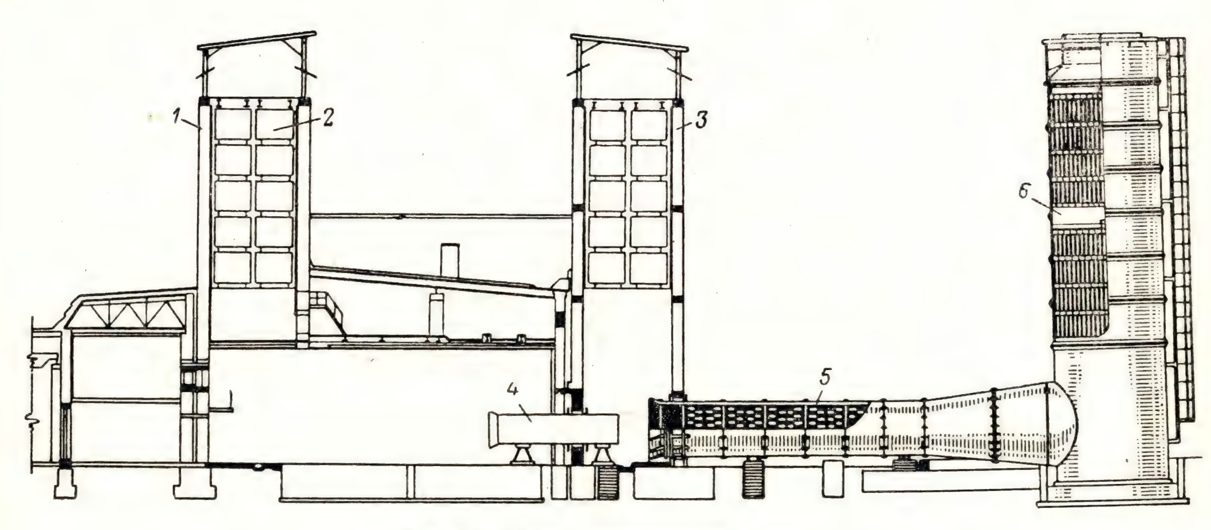


Рис. 67. Схема шумоглушения бокса:

1 — шахта всасывания; *2* — звукопоглотители; *3* — шахта подсоса; *4* — первая ступень эжектора; *5* — эжекторная труба глушителя; *6* — вертикальный глушитель выхлопа

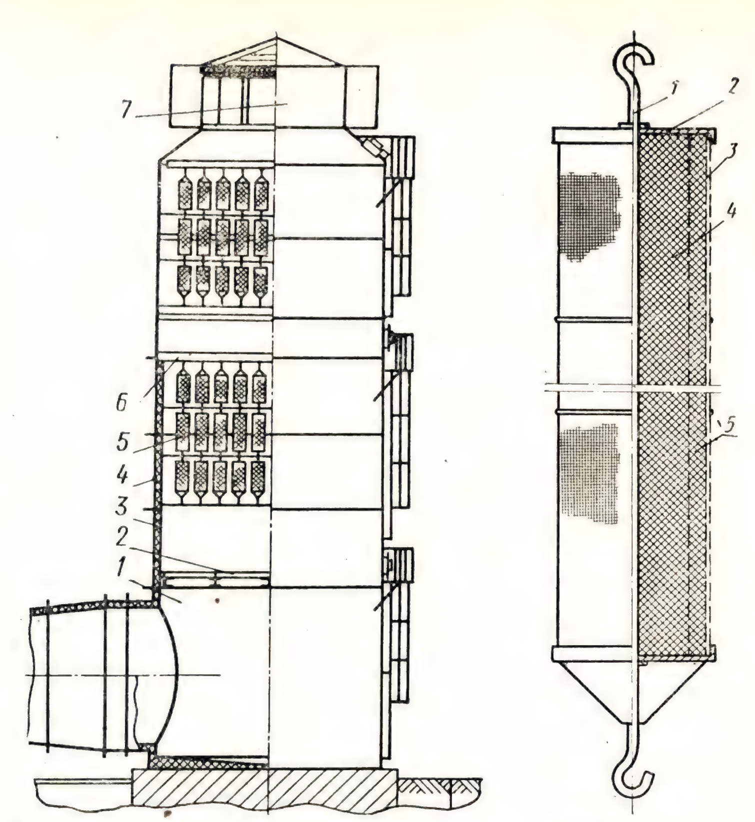


Рис. 68. Схема вертикального глушителя:
1 — цоколь; 2 — выравнивающая решетка; 3 — звукопоглощающие кассеты; 4 — корпус глушителя; 5 — звукопоглотители; 6 — система подвески; 7 — экранирующий насадок

Рис. 69. Схема звукопоглотителя для вертикального глушителя:
1 — стержень; 2 — крышка; 3—оболочка из тканой стальной сетки; 4 — звукопоглотитель (керамзит); 5 — стяжные кольца

сопротивления, подбирают необходимый коэффициент эжекции, т. е. количество подсасываемого воздуха.

На цоколе устанавливают царги (секции), образующие вертикальную шахту. Число их определяется необходимым числом рядов звукопоглотителей. В верхней части и в середине шахты имеются две рамы с обрешеткой. Размещение крюков соответствует плотности подвески звукопоглотителей. На крюки в виде гирлянд подвешивают звукопоглотители. В каждом ярусе их бывает 3—4. Вертикальную часть глушителя устанавлива-

ют на фундамент и крепят к анкерным болтам. Глушители такого вида имеют диаметр 1,5—7 м.

Звукопоглотитель для такого типа глушителей показан на рис. 69. Он представляет собой цилиндр из сетки, соединенной внахлестку точечной сваркой. Сетка имеет размер ячейки 1,4×1,4 мм, ее изготовляют из нержавеющей стальной проволоки диаметром 0,65 мм. Внутри цилиндра проходит стержень, оканчивающийся крюками. К стержню приварены крышки, которые соединяются с сеткой, внутренний объем заполняют мелкофракционным керамзитом. Диаметр звукопоглотителя обычно принимают 200 мм, длину — 1000 мм. Такие размеры являются оптимальными как по технологическим требованиям, связанным с размерами заготовок, так и по акустической эффективности. Конструкция звукопоглотителей надежно работает в условиях до +400° С газа, воздействия воды, пара, вибраций и потока газа.

Существуют и другие схемы боксов и глушителей. Некоторые боксы для испытания газотурбинных двигателей с винтом (турбовинтовых) имеют Г-образную форму или представляют собой горизонтальный канал. В шахте на стороне выхлопа подвешивают щитовые или цилиндрические звукопоглотители. Различие между звукопоглотителями стороны всасывания и выхлопа боксов турбовинтовых двигателей заключается в материале, которым заполнена конструкция. На стороне всасывания используют материалы, не запыляющие бокс, в то время как на стороне выхлопа могут применены более грубые и дешевые материалы. Боксы, в которых испытывают турбовинтовые двигатели, имеют большие габариты, так как воздушный винт двигателя, например, самолета ИЛ-18, прокачивает через бокс около 1000 м³ воздуха за 1 с. Габариты бокса и тип глушителей выбирают на основании гидравлического и акустического расчетов. Аналогично подбирают глушители для других газодинамических установок, работающих с открытой газовой струей.

3. РАСЧЕТ ТРЕБУЕМОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ШУМОГЛУШАЩИХ УСТРОЙСТВ И ВЫБОР ГЛУШИТЕЛЕЙ

От шума испытательных станций, лабораторных и экспериментальных стендов, где проводятся испытания реактивных двигателей, защищают жилые районы или отдельные здания, находящиеся за пределами террито-

рий предприятий, а также здания и объекты с нормируемым уровнем шума, расположенные на заводских территориях (производственные корпуса, конструкторские бюро, вычислительные центры, административные здания и т. п.).

Шумоглушащие устройства должны снижать шум до допустимых уровней при наиболее неблагоприятном сочетании источника шума и защищаемого района или объекта, которыми могут оказаться не только жилые дома, но и производственные корпуса, в которых размещены рабочие места с нормируемым уровнем шума.

Допустимый уровень звуковой мощности источника шума определяют по формуле

$$L_р = L_{доп} + 20 \lg r + \Delta r/1000 + 8,$$

где Δ — затухание шума в атмосфере, дБ/км; определяется по табл. 23.

Таблица 23

Значения затухания шума в атмосфере

Среднегеометрические частоты, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Затухание шума Δ, дБ/км	0	0,7	1,5	3	6	12	24	48

Расчет требуемой эффективности шумоглушащих устройств начинают с установления звуковой мощности источника шума. Она может быть рассчитана по методу, изложенному в предыдущем разделе, или измерена по методикам, изложенным в гл. 1. В соответствии с техническим заданием определяют условия работы установок: число одновременно работающих боксов, максимальную продолжительность испытания в течение смены, месторасположение защищаемого от шума объекта (радиус защитной зоны). Имея эти данные, определяют поправки (см. табл. 6) к допустимым уровням звукового давления $L_{доп}$ определяемым по табл. 5. Требуемое заглушение определяют по формуле

$$\Delta L_{тр} = L_{p\,исх} - L_{p\,доп}.$$

где $L_{p\,исх}$ — исходный уровень звуковой мощности бокса с учетом числа излучающих шум источника.

Подставляя в эту формулу значение $L_{p\,доп}$, находят

$$\Delta L_{тр} = L_{p\ исх} - L_{доп} - 20\lg r - \Delta r/1000 - 8. \quad (10$$

При заглушении шума испытательных боксов, имеющих два или три источника внешнего шума (глушитель выхлопа, шахта всасывания и шахта подсоса), целесообразно заглушить шахту всасывания и подсоса так, чтобы излучаемая ими звуковая мощность на всех частотах была на 8—10 дБ меньше излучаемой глушителем выхлопа. Это условие объясняется тем, что заглушение шахт подсоса и всасывания достигается более простыми средствами. В таком случае в расчет шума, излучаемого боксом в атмосферу, принимают только один источник — глушитель выхлопа.

Для определения уровня звуковой мощности в дБ, идущей в шахты всасывания и подсоса, экспериментально установлена зависимость:

$$L_{p\,б} = L_{p\,об} - 10\ ,$$

где $L_{p\ б}$ — звуковая мощность, излучаемая в бокс, дБ;
$L_{p\,об}$ — звуковая мощность источника шума, дБ.

Звуковую мощность, излучаемую в шахту всасывания, в дБ определяют по формуле

$$L_{p\,вс} = L_{p\ б} - 10\lg B_{ш} + 10\lg S\ , \quad (11)$$

где S — площадь сечения шахты всасывания, м^2.

При наличии в боксе шахты подсоса звуковую мощность, идущую в нее, в дБ определяют по формуле

$$L_{p\,п} = L_{p\,б} + 10\lg(1/2\pi r_с^2 + 1/B_{ш}) + 10\lg S, \quad (12)$$

где $r_с$ — расстояние от средней точки открытой части струи до входного сечения шахты, м.

По полученному значению требуемой эффективности $\Delta L_{тр}$ подбирают соответствующую конструкцию глушителя.

Расчет эффективности глушителей особенно для стороны выхлопа представляет трудную задачу. Применявшиеся ранее эмпирические формулы, основанные на модельных исследованиях без учета влияния температуры и скорости потока, часто давали неудовлетворительные совпадения расчетов и результатов натурных измерений.

Снижение эффективности, которое наблюдается не только в глушителях выхлопа газодинамических уста-

новок, но в глушителях вентиляционных систем, объясняется вторичной генерацией шума, возникающей при протекании газовоздушного потока через глушитель. В глушителях с газовоздушным потоком уровни шума

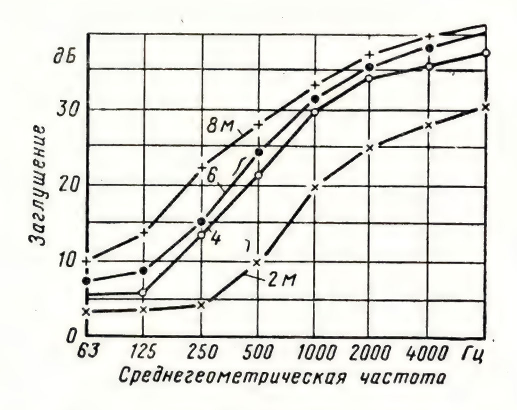


Рис. 70. Кривые, характеризующие эффективность глушителя при различной длине звукопоглощающих элементов

на выходе и, следовательно, фактическое заглушение обусловлено, помимо звукопоглощающих свойств конструкции, акустической мощностью шума, генерируемого потоком, которая возрастает с увеличением его скорости.

Исследования работы глушителя выхлопа (см. рис. 68) показали изменение эффективности глушителя при постоянной активной длине звукопоглотителей, но при измененных сечениях и скоростях газовоздушного потока. Было установлено, что генерация шума сказывается тем раньше, чем меньше исходная звуковая мощность, чем больше величина удельной генерации (генерация на единицу длины глушителя) и затухания звука в глушителе. В результате вторичной генерации шума в глушителе эффективность в ряде случаев не может быть полностью реализована, и она почти перестает возрастать при увеличении длины активной части звукопоглотителя (рис. 70). Эти вопросы теоретически еще недостаточно изучены и на практике приходится принимать эффективность глушителей выхлопа, основываясь на результатах экспериментальных исследова-

ний в сочетании с некоторыми теоретическими расчетами.

В табл. 24 приведены частотные характеристики заглушения некоторых типов глушителей выхлопа при исходных общих уровнях звуковой мощности порядка

Таблица 24

ффективность глушителей выхлопа

Тип глушителя	Внутренний диаметр глушителя, м	Проходное сечение глушителя, м²	Активная длина звукопоглотителей, м	Среднегеометрическая частота, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
				Заглушение, дБ							
СВ-1	2,5	2,5	6	19	22	36	46	49	51	53	53
СВ-2	3,5	5,5	6	19	22	36	46	49	50	50	50
СВ-3	5,0	12,0	8	29	34	47	42	42	49	51	51
СВ-4	7,0	19,0	8	25	32	33	38	39	39	41	43

165 дБ при скорости газовоздушного потока 20—25 м/с. В практической работе для перечисленных глушителей скорость газовоздушного потока принимают до 40 м/с с последующей проверкой влияния скорости газа на шумообразование в глушителе.

Следующим этапом расчета является определение геометрических размеров глушителя. Для этого определяют количество воздуха, которое необходимо подмешать к струе, чтобы охладить ее до допустимых значений. Сначала рассчитывают коэффициент эжекции n

$$n = (t_с - t_{см})/(t_{см} - t_0), \qquad (13)$$

где $t_с$ — температура газовой струи, °К; $t_{см}$ — допустимая температура газовоздушной смеси, °К; t_0 — температура наружного воздуха, °К.

Общее количество газовоздушной смеси в м³/с определяют по формуле

$$G_{см} = G_д/\gamma t_{см} (1 + n), \qquad (14)$$

где $G_д$ — расход воздуха через двигатель, кг; γ — плотность газа при $t_{см}$, кг/м³.

Необходимое проходное сечение глушителя определяют из соотношения

$$F_{пр} = G_{см}/V_{доп},$$

Далее, в результате гидравлического расчета, определяют скорость газовоздушного потока в глушителе, при которой обеспечивается принятый коэффициент эжекции n. По ней выбирают в первом приближении тот или иной тип глушителя по табл. 24.

Если эта скорость не превышает 20—25 м/с, то на этом расчет можно закончить.

При больших скоростях газовоздушного потока необходимо произвести проверочный расчет и определить $V_{доп}$ с учетом шумообразования внутри глушителя.

Для этого по формуле, предложенной И. М. Пичугиным, определяют допустимый уровень звуковой мощности в дБ генерируемого шума

$$L_{p\,уд.\,доп} = L_{p\,исх} - \Delta L_{тр} - c - 10\lg S_г - 5, \qquad (15)$$

где c — коэффициент, учитывающий шумообразование в разных типах глушителей, определяется по табл. 25; $S_г$ — площадь поперечного сечения глушителя, $м^2$.

Таблица 25

Значение коэффициента *с* для глушителей типа СВ

Проходное сечение глушителя, %	Число рядов звукопоглотителя	Среднегеометрическая частота, Гц				
		62	125	250	500	1000
		Коэффициент c				
50	3	3,3	2,2	1,4	0,5	0
	5	4,5	2,8	1,7	0,6	0
	8	5,4	3,0	1,8	0,6	0
60	3	3,6	2,6	1,8	0,5	0
	5	5,0	3,4	2,2	0,8	0
	8	6,0	3,9	2,3	0,8	0
70	3	3,2	3,3	2,2	1,4	0
	5	5,2	4,5	2,8	1,7	0
	8	6,7	5,4	3,0	1,8	0

По полученному значению допустимой звуковой мощности генерируемого шума с помощью графика (рис. 71) определяют допустимую скорость протекания потока для каждой частотной полосы. Наименьшее полученное значение будет искомой величиной. По найденной величине уточняют внутренний диаметр глушителя. Если выбранный размер не обеспечивает получен-

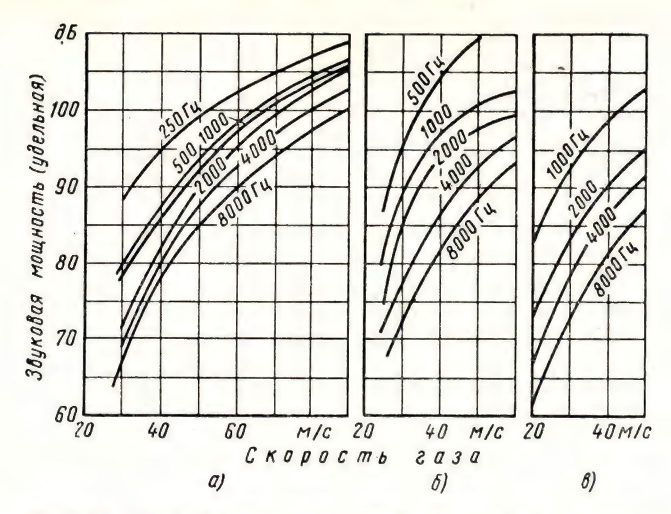


Рис. 71. График для определения допустимой скорости потока в глушителе выхлопа типа СВ:
а — $F_{ж}=40\%$; *б* — $F_{ж}=60\%$; *в* — $F_{ж}=80\%$

ных значений допустимой скорости, то необходимо принять больший размер и повторить расчет.

Глушители со стороны всасывания. Эффективность глушителей со стороны всасывания, где скорость потока обычно не бывает больше 25 м/с, определяют без учета влияния скорости воздушного потока.

Для газодинамических установок, каналы всасывания которых имеют сечения от нескольких до многих десятков квадратных метров, применяют пластинчатые глушители, по форме подобные глушителям вентиляционных систем. Их эффективность обычно определяют экспериментально.

При определении затухания в глушителях большой длины (6—8 м) было установлено, что из-за наличия обходных путей распространения шума (монтажные зазоры, стенки глушителей) практически нельзя получить величину затухания более 70—75 дБ. Особенно сильно влияют на снижение эффективности зазоры между торцами звукопоглощающих щитов и стенками канала. Когда такие зазоры имеют величину, измеряемую несколькими сантиметрами, эффективность может снижаться на 10—15 дБ в широком диапазоне частот.

В табл. 26 приведена эффективность некоторых ти-

Таблица 26

Эффективность пластинчатых и цилиндрических глушителей

Схема (см. рис. 72)	Тип звукопоглотителя	Толщина слоя, мм	Проходное сечение, %	Активная длина, м	Среднегеометрическая частота, Гц							
					63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
					Заглушение, дБ							
а	Щиты с супертонким волокном	100	50	2	4	12	27	41	47	52	44	31
		100	50	3	5	18	39	58	66	72	60	40
		100	50	4	7	23	50	69	75	75	75	50
		100	50	5	9	29	58	69	75	75	75	59
		200	50	4	10	23	37	50	61	57	35	19
		200	50	6	15	35	53	71	75	75	47	24
		200	50	8	19	45	58	75	75	75	57	28
		200	33	4	18	42	58	70	75	75	75	45
		200	33	6	28	60	60	70	75	75	75	62
		400	33	4	24	40	40	55	69	73	45	27
		400	33	6	36	55	58	68	75	75	60	37
		400	33	8	48	55	60	75	75	75	75	44
б		100 400	50 33	1 4	30	50	58	68	75	75	64	
в	Цилиндрический звукопоглотитель:											
	с минеральной ватой	—	50	6	16	26	35	38	43	47	50	50
	с паклей	—	50	6	11	18	35	58	61	54	46	50

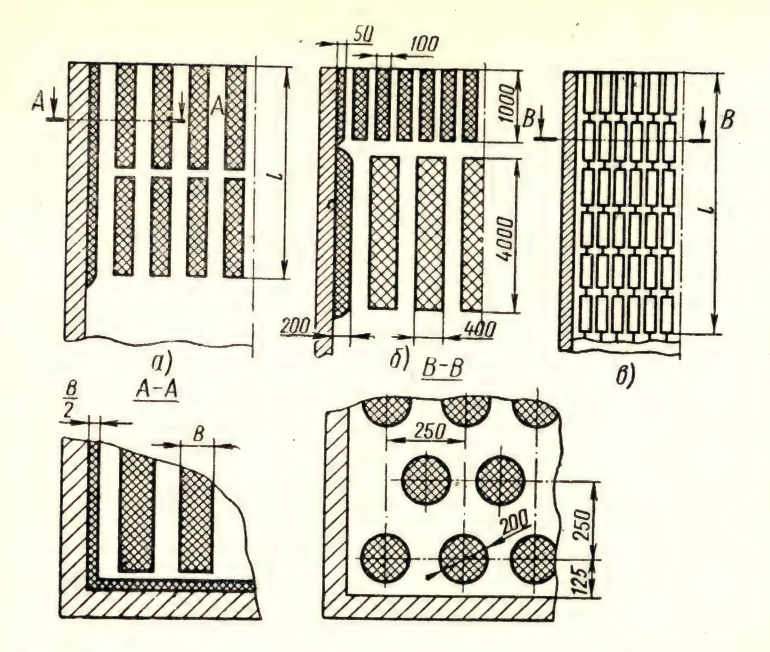


Рис. 72. Схемы расположения щитов и цилиндров в каналах всасывания:

а — последовательное; *б* — комбинированное; *в* — подвеска цилиндрических звукопоглотителей

пов пластинчатых и цилиндрических глушителей (рис. 72).

Увеличение скорости воздуха на стороне всасывания свыше 25 м/с приводит обычно к значительному разрежению в боксе, искажению параметров испытуемых объектов и увеличению нагрузки на ограждающие конструкции, что нежелательно. Наиболее целесообразная скорость для установок, излучающих шум в атмосферу 10—15 м/с.

Форма и тип глушителей, устанавливаемых на стороне всасывания газодинамических установок, зависит в первую очередь от величины расхода воздуха. Если для работы установки требуется 1—2 кг воздуха в секунду, то его можно подавать через каналы вентиляционных систем, где и предусматриваются соответствующие глушители шума. При расходе воздуха 3—10 кг/с его можно подавать через специально установ-

ленные вентиляционные глушители. При расходе воздуха свыше 10—12 кг/с испытательные боксы снабжают специальным всасывающим каналом (шахтой).

Для уменьшения шума, излучаемого в атмосферу каналом всасывания, используют различные звукопоглощающие конструкции. Для шахт, площадь которых не превышает 5—6 м², шумоглушащие устройства выбирают аналогично описанным в гл. VI, п. 1.

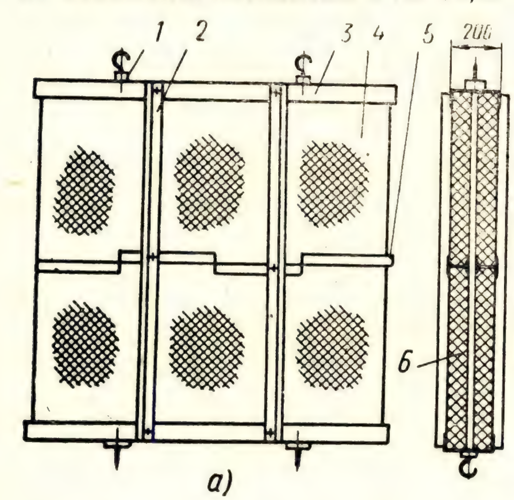
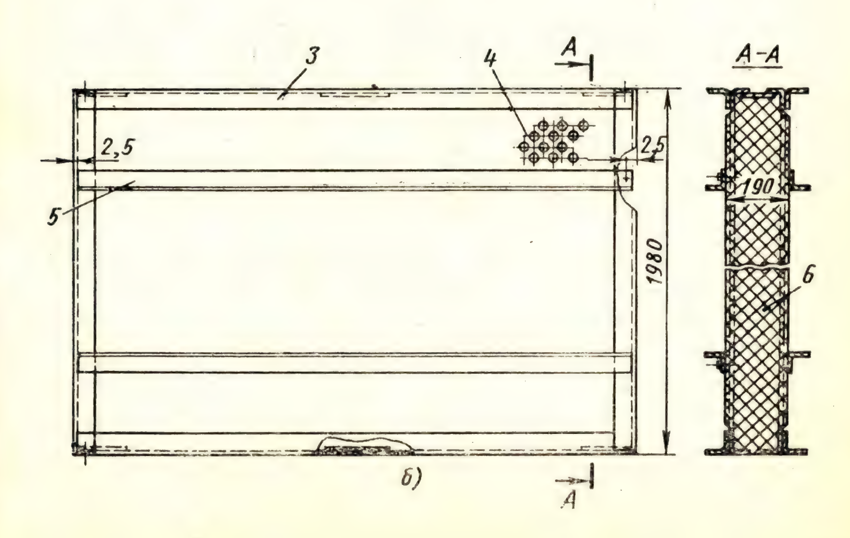


Рис. 73. Звукопоглощающие щиты для подвески в вертикальной шахте (*а*) и для установки в горизонтальных каналах всасывания (*б*):

1 — крюк; *2* — вертикальное ребро; *3* — металлический короб; *4* — перфорированная оболочка; *5*—промежуточный короб; *6* — звукопоглотитель



Для шахт испытательных боксов и других газодинамических установок применяют щиты, конструкция которых показана на рис. 73.

Широко применяют щиты, каркас которых изготовляют из дюралюминиевых профилей, обшитых снаружи перфорированными алюминиевыми листами. В качестве звукопоглощающего материала в них используют базальтовое или стеклянное супертонкое волокно в оболочке из стеклоткани, плотность заполнения составляет 20—25 кг/м³.

Щиты расчаливают за крюки проволокой к стенам шахты. Размеры щита увязывают с размерами шахты. Один из возможных размеров щита — 200×2000×2000 мм.

На рис. 73, *б* показана конструкция щита, устанавливаемого в горизонтальных каналах всасывания. Щит представляет собой каркас из гнутых стальных профилей с толщиной стенок 1,5—2 мм. Такой щит имеет перфорированные боковые стенки, его заполняют волокнистым звукопоглотителем.

В больших каналах щиты устанавливают один на другой и при помощи распорок соединяют между собой. Такую конструкцию применяют для заглушения боксов, в которых испытывают турбовинтовые и поршневые двигатели и каналы всасывания газотурбинных установок.

Рассмотрим примеры расчета требуемой эффективности шумоглушащих устройств и подбора глушителей шума для испытательных боксов и расчета заглушения шахты всасывания.

Пример 1. Необходимо подобрать глушитель выхлопа и заглушить шахту всасывания для двух боксов, в которых испытывают турбореактивные двигатели со следующими данными: расход воздуха через двигатель — 140 кг/с, температура газа на выхлопе — 500° С (773° К).

Испытательные боксы расположены на расстоянии 200 м от сборочного корпуса и 1000 м от жилых зданий. Боксы имеют размеры: длина 30 м, ширина 6 м, высота 7 м. Сечение шахты всасывания 36 м², звукопоглощающей облицовки нет. Боксы работают в дневное время с 7 до 23 ч. Суммарное время работы боксов за смену (смена 8 ч) — 3,5 ч. Испытания можно проводить одновременно в обоих боксах.

Уровень звуковой мощности двигателя принимают по табл. 22. Составляется расчетная таблица (см. табл. 27).

Сравнение результатов показывает, что дальнейшие расчеты необходимо вести по II варианту, имеющему большее значение требуемого заглушения.

Таблица 27

Расчет требуемой эффективности глушителей

Данные расчета и формулы	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Спектр звуковой мощности, дб	151	154	155	153	150	147	143	137
Поправка на число одновременно работающих боксов $\Delta = 10 \lg n$ $(n = 2)$ . . .	+3	+3	+3	+3	+3	+3	+3	+3
Принятый для расчета спектр звуковой мощности $L_{p\,исх} = L_p + \Delta$	154	157	158	156	153	150	146	140
Предельно допустимый спектр звукового давления для территорий жилой застройки по нормам CHN 872-70	67	47	49	44	40	37	35	33
Поправки:								
а) на работу в дневное время по табл. 2 норм CHN 872-70	+10	+10	+10	+10	+10	+10	+10	+10
б) на продолжительность работы (не более 56%)	+5	+5	+5	+5	+5	+5	+5	+5
Предельно допустимый спектр звукового давления с учетом поправок $L_{доп}$ . .	82	72	64	59	55	52	50	38
I вариант расчета (при расстоянии до жилых домов 1000 м)								
Предельно допустимый спектр звуковой мощности для допустимого предельного спектра звукового давления с учетом поправок при расстоянии до жилых домов $r = 1000$ мм $L_{p\,доп} = L_{доп} + 20 \lg r + \frac{\Delta r}{1000} + 8$	150	141	134	130	129	132	142	164
Требуемое заглушение по I варианту $L_{тр} = L_{p.исх} - L_{p\,доп}$	4	7	24	26	24	18	4	Не требуется
II вариант расчета (при расстоянии до сборочного корпуса 200 м)								
Предельно допустимый спектр звукового давления для рабочих мест на участках точной сборки по CH 245—71	83	74	68	63	60	57	55	54

Данные расчета и формулы	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Поправки:								
а) на прохождение шума в в здание через открытые окна	+5	+5	+5	+5	+5	+5	+5	+5
б) на продолжительность работы (менее 4 ч) . . .	+6	+6	+6	+6	+6	+6	+6	+6
Допустимый спектр звукового давления с учетом поправок $L_{доп}$	94	85	79	74	71	68	66	65
Предельно допустимый спектр звуковой мощности для допустимого предельного спектра звукового давления с учетом поправок для расстояния до сборочного корпуса $r = 200$ м $L_{доп}$ (по аналогии с I вариантом)	150	141	134	130	129	132	142	164
Требуемое заглушение по II варианту $L_{тр} = L_{Pисх} - L_{Pдоп}$	2	15	23	27	27	26	21	12

Для выбора размеров глушителя определяют количество газовоздушной смеси, проходящей через глушитель.

Определяют коэффициент эжекции по формуле (13)

$$n = (773 - 623)/(623 - 300) = 0,48.$$

Общее количество газовоздушной смеси равно

$$G_{см} = G_{дв}/\gamma t_{см}(1 + n)\ 140/0,5(1 + 0,48) = 414\ м^3/с.$$

Эффективность глушителей, приведенная в табл. 24, больше требуемой по расчету, принимаем $V_{доп} = 35$ м/с.

Определяем требуемое проходное сечение глушителя

$$F_{пр} = G_{см}/V_{доп} = 414/36 = 11,8\ м^2.$$

Из имеющихся конструкций близок по размерам глушитель СВ-3 ($F_{пр} = 12$ м).

Его эффективность (см. табл. 24) на всех частотах больше требуемого, поэтому глушитель СВ-3 пригоден для рассматриваемого примера. Однако для принятой скорости потока в глушителе 35 м/с необходимо рассчитать шумообразование внутри глушителя по формуле (15). Составляют расчетную таблицу (см. табл. 28).

Сравнивая данные табл. 28 с графиком (см. рис. 71), находим, что при скорости потока 35 м/с уровень генерируемой звуковой мощности не превышает 100 дБ на всех частотах, поэтому принятые тип и размер глушителя обеспечат расчетные параметры по эффективности.

Таблица 28

Расчет вторичного шумообразования в глушителе

Параметры	Среднегеометрическая частота, Гц							
	62	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$Lp_{исх}$	151	154	155	153	150	147	143	137
$\Delta L_{тр}$	10	22	30	21	30	27	19	5
c (по табл. 25) для $F = 50\%$	5,4	3,0	1,8	0,6	0	0	0	0
$10 \lg S$ ($S = 12$ м²)	12	12	12	12	12	12	12	12
—5	—5	—5	—5	—5	—5	—5	—5	—5
$Lp_{уд.доп}$	118,4	109,0	103,2	115,4	103	103	107	115

Пример 2. Для расчета определяют звуковую мощность, идущую в шахту, по формуле (11). Данные расчета приведены в табл. 29.

Таблица 29

Расчет требуемой эффективности глушителей всасывания

Расчетные данные	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{p\ об}$	151	154	155	153	150	147	143	137
$L_{p\ б}$ (—10 дБ) . . .	141	144	145	143	140	137	133	127
$-10 \lg B_{ш}$*	—8	—8	—8	—9	—10	—11	—13	—18
$+10 \lg S$	+16	+16	+16	+16	+16	+16	+16	+16
$L_{вс}$	149	152	153	150	146	142	135	125
$L_{p\ доп}$ (по II варианту)	151	141	134	128	125	124	124	127
$\Delta L_{тр}$	—	11	19	22	21	18	11	—
Дополнительное заглушение (+8 дБ) для исключения влияния шахты всасывания	+8	+8	+8	+8	+8	+8	+8	+8
$\Delta L_{тр}$ с учетом дополнительного заглушения	6	19	27	30	29	26	19	6

* По рис. 14 определяют постоянную для необлицованного бокса объемом 1260 м³.

По данным табл 26 шахта может быть оборудована щитами, наполненными супертонким волокном, толщина их 200 мм при проходном сечении 50% и длиной активной части 4 м, при этом проходное сечение шахты всасывания будет равно 18 м².

Общее количество воздуха, проходящего через шахту всасывания, составит

$$G_{об}'' = G_{дв}''(1+n)/\gamma_{возд} = 140 \cdot 1{,}48/1{,}2 = 173 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Скорость воздуха в шахте всасывания

$$V = Q_{об}/S_{вс} = 173/18 = 9{,}6 \text{ м/с}.$$

Вторичного шумообразования в шахте всасывания не будет.

После выбора конструкции глушителя производят расчет эжектора (или эжекторов) по обычным методикам. В результате его определяют размеры эжекторных труб и подбирают размеры проходных сечений выравнивающих решеток, являющихся гидравлическим сопротивлением тракта.

Глушители выхлопа для боксов винтовых двигателей. Эти глушители снижают шум на стороне выхлопа боксов, где испытывают поршневые и турбовинтовые двигатели, а также в горизонтальных выхлопных трактах стационарных газовых турбин при помощи щитовых звукопоглотителей (рис. 74).

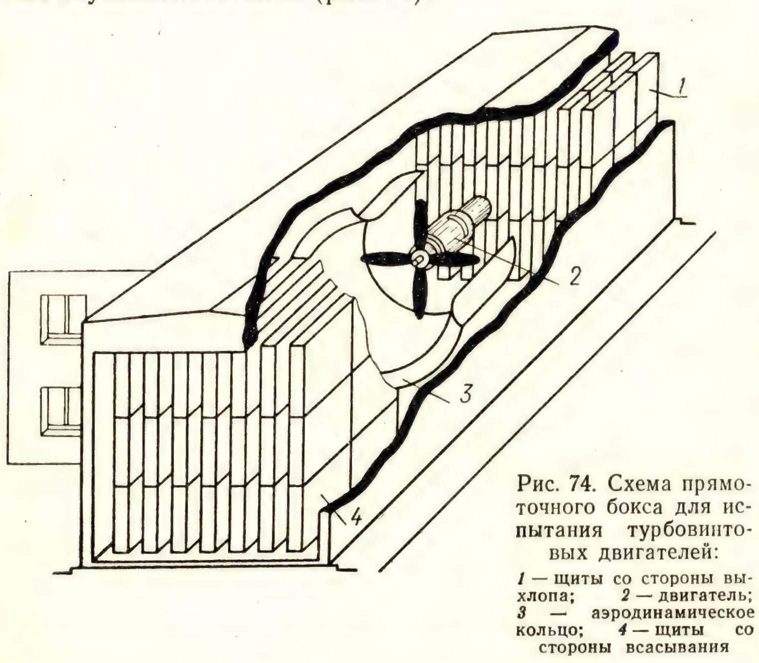


Рис. 74. Схема прямоточного бокса для испытания турбовинтовых двигателей:

1 — щиты со стороны выхлопа; *2* — двигатель; *3* — аэродинамическое кольцо; *4* — щиты со стороны всасывания

Особенностью таких установок является сравнительно низкая температура газовоздушного потока 100—200° С. В таких условиях удовлетворительно работают щиты, наполненные минераловатными плитами. Каркас

щита изготовляют из гнутых стальных профилей с толщиной стенок 2—2,5 мм. В качестве защитной оболочки применяют стальной перфорированный лист толщиной 1,2—1,5 мм.

Щит заполняют минераловатными полужесткими плитами, обернутыми в стеклоткань. Размеры щитов зависят от формы канала, длины заготовок и других факторов. Часто применяемые щиты прямоугольной формы имеют размеры 200×2000×3000 мм. Щиты в канале устанавливают один над другим до нужной высоты и соединяют между собой расчалками. Щиты такой конструкции в отдельных случаях могут применяться и для заглушения горизонтальных каналов всасывания. В этом случае в качестве звукопоглотителя можно применять супертонкое стеклянное или базальтовое волокно в оболочке из стеклоткани.

Боксы газодинамических установок. В таких боксах размещают установки для испытания камер сгорания, сопловых аппаратов и других струйных агрегатов, транспортных газотурбинных двигателей, имеющих расход воздуха до 15—20 кг/с. Звуковая мощность этих установок меньше, чем например, реактивного двигателя, однако, если не принять мер по заглушению, то на расстоянии нескольких десятков, а иногда и сотен метров шум от них будет превышать допускаемые санитарными нормами величины.

Наиболее надежным методом устранения шума газодинамических установок является размещение их в боксах, подобных тем, в которых испытывают полноразмерные реактивные двигатели (рис. 75). Геометрические размеры боксов определяются габаритами испытываемых изделий, транспортных средств и заданными условиями испытаний. Условиями испытания предусматривается забор воздуха из бокса и выхлоп в глушитель через эжекторную трубу (см. рис. 75).

Звуковую мощность двигателя определяют по методике, изложенной в п. 1 настоящей главы.

Воздух поступает в бокс через всасывающий канал, где установлены звукопоглощающие щиты. При определении скорости воздуха между щитами необходимо учитывать его расход не только через двигатель, но и эжекцию газовой струи,

На каждые два бокса делается кабина наблюдения и дистанционного управления с окнами и дверями по-

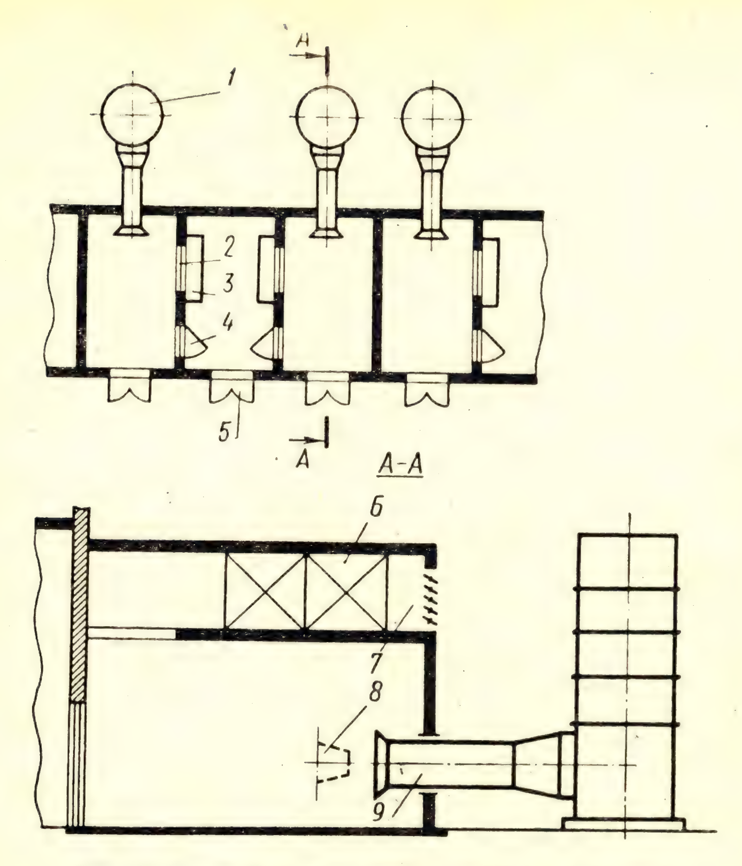


Рис. 75. Схема бокса для газодинамических установок:
1 — вертикальный глушитель выхлопа; *2* — окно наблюдения; *3* — пульт контроля и управления; *4* — дверь повышенной звукоизоляции; *5* — ворота повышенной звукоизоляции; *6* — звукопоглощающие щиты; *7* — канал всасывания; *8* — газоструйный агрегат; *9* — эжекторная труба

вышенной звукоизоляции. Бокс оборудуют также выхлопным глушителем. Если обслуживающий персонал должен периодически выходить из бокса, то и в боксе, и в кабине наблюдения необходимо применять звукопоглощающие облицовки.

4. СНИЖЕНИЕ ШУМА ГАЗОВЫХ СТРУЙ ВОЗДЕЙСТВИЕМ НА ПРОЦЕСС ШУМООБРАЗОВАНИЯ

Образование шума газовой струи происходит на ограниченной длине, причем шум различных частот обра-

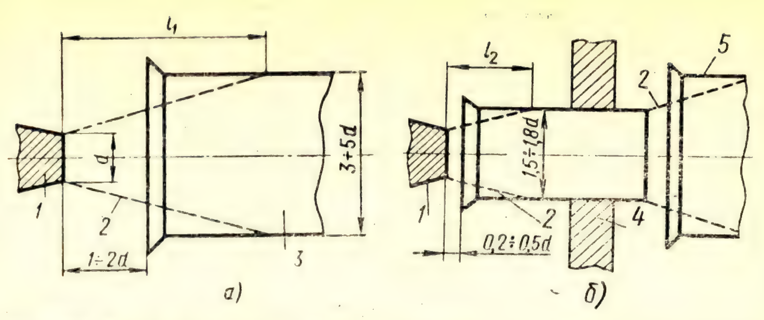


Рис. 76. Схемы эжекторов: *а* — одноступенчатого; *б* — двухступенчатого:

1 — сопло; *2* — поверхность струи; *3* — эжекторная труба; *4* — ограждение; *5* — вторая ступень эжектора

зуется на разных участках струи. Эту особенность используют для изменения характера шума или для его уменьшения в глушителях.

На рис. 76, *а* показаны основные размеры одноступенчатого эжектора, применяемого в глушителях шума. В этом случае происходит почти полное развитие струи на длине l_1. Вся звуковая мощность этого участка струи излучается в зоне эжектора.

Уменьшение длины открытой части струи l_2 до величин, приведенных на рис. 76, *б*, дает снижение шума в зоне первого эжектора. Разделение обрезов I и II эжектора преградой может снизить шум в зоне I эжектора. Такое устройство, выполненное в испытательном боксе, позволило снизить в нем шум на 10—16 дБ в широком диапазоне частот.

Другим способом воздействия на процесс шумообразования является применение преобразователей шума в виде сеток или перфорированных преград, устанавливаемых непосредственно за соплом. При определенных соотношениях размеров сетки, ее расположении по отношению к струе удается преобразовать низкочастотный шум в высокочастотный, заглушение которого достигается более легко.

Для высокотемпературных газовых струй такой способ пока не получил применения. Преобразователь в виде сетки или решетки должен находиться на близком расстоянии от сопла в ядре струи. Способа охлаждения этой части струи пока не найдено, а преобразователи в зоне высокой температуры разрушаются.

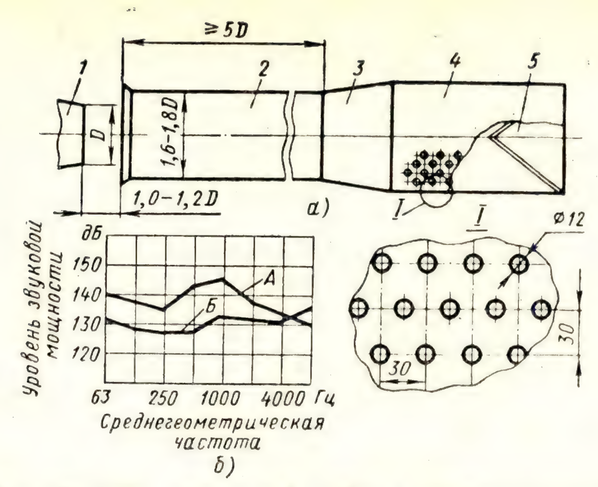


Рис. 77. Схема эжекторной трубы с преобразователем частот (*а*) и частотные характеристики уровней звуковой мощности (*б*):

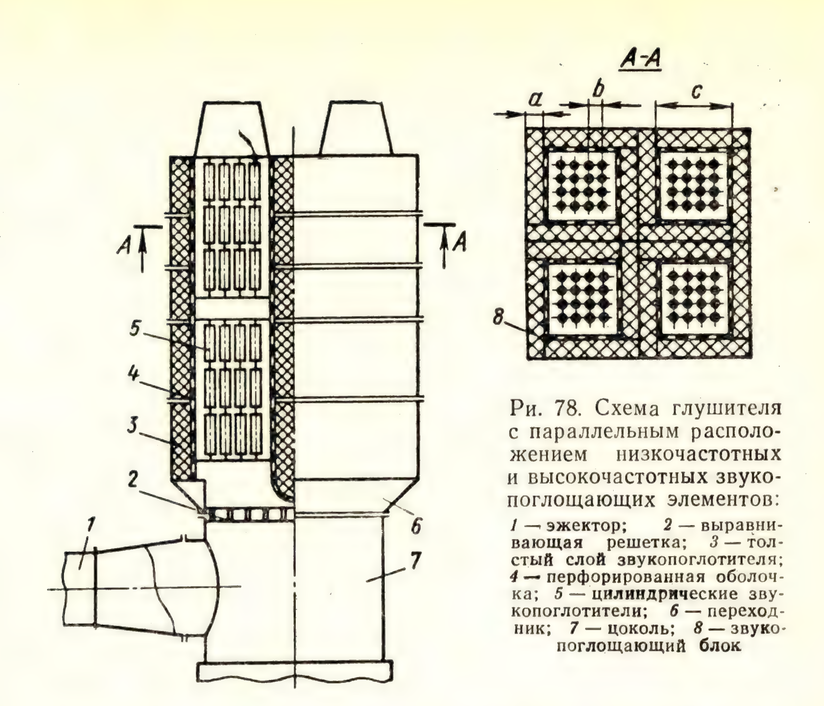
1 — сопло; *2* — эжекторная труба; *3* — диффузор; *4* — перфорированный насадок; *5* — раздатчик струи: *А* — без перфорированного насадка; *Б* — с перфорированным насадком

Более подходящим способом воздействия на процесс образования шума оказалась система эжектор — перфорированный насадок (рис. 77). Экспериментальным путем подобрано такое сочетание размеров эжектора и насадка, при котором обеспечивалась необходимая эжекция воздуха для охлаждения струи на входе и одновременное снижение шума.

Результаты измерения звуковой мощности, излучаемой на выходе из эжектора (см. рис. 77, *б*), показали значительный эффект при применении перфорированного насадка. При этом обеспечивался коэффициент эжекции $n = 1{,}4 \div 1{,}6$.

Теоретически процесс шумообразования в таких системах еще недостаточно изучен, поэтому для практического их применения в шумоглушащих устройствах используют зависимости, полученные экспериментальным путем. Так, при геометрических соотношениях эжектора, приведенных на рис. 77, размеры перфорированного насадка определяют из следующего соотношения: $S = 0{,}016G$, где S — суммарная площадь отверстий насадка, м^2; G — расход газа через сопло, кг/с.

При температуре газовой струи свыше 900°К приме-



Ри. 78. Схема глушителя с параллельным расположением низкочастотных и высокочастотных звукопоглощающих элементов:

1 — эжектор; 2 — выравнивающая решетка; 3 — толстый слой звукопоглотителя; 4 — перфорированная оболочка; 5 — цилиндрические звукопоглотители; 6 — переходник; 7 — цоколь; 8 — звукопоглощающий блок

няют впрыск воды в начале эжектора. Отверстия насадка способствуют хорошему испарению воды и уменьшению температуры до расчетной. Описанная система применена для ряда глушителей выхлопа испытательных боксов.

Глушители выхлопа повышенной эффективности. Необходимость повышения эффективности глушителей выхлопа вызывается ростом рабочих температур и расхода газа у современных реактивных двигателей. Для создания высокоэффективного глушителя требуется увеличение его длины (или высоты), так как скорость газа в глушителе должна быть ограничена для получения расчетного заглушения.

Компромисным решением явилось создание глушителя с увеличенным проходным сечением без существенного увеличения длины звукопоглощающих элементов по сравнению с существующими. Конструкция такого глушителя (рис. 78) основана на принципе параллельного соединения низкочастотного глушителя (в виде шахт ограниченных размеров 3,5×3,5 м), облицован-

ных по периметру толстым слоем звукопоглотителя, и обычных цилиндрических звукопоглотителей, расположенных по всему сечению и выполняющих роль высокочастотного глушителя. Глушитель с параллельным расположением низкочастотных и высокочастотных звукопоглощающих элементов представляет собой вертикальную металлическую шахту, соединенную с эжекторной трубой. Нижняя часть шахты имеет цилиндрический цоколь с переходом на квадратное сечение. Колодцы образуются из крупных блоков, внутренняя сторона которых имеет защитную акустически прозрачную кассету и за которой размещается толстый слой звукопоглотителя (например, из минераловатных плит). Размер колодцев c определяют в соответствии с необходимой пропускной способностью глушителя. Число колодцев может быть различным. Толщину звукопоглощающего слоя a выбирают исходя из требуемого заглушения, она должна быть $\geqslant 300$ мм.

В существующих глушителях эжектор является элементом, обеспечивающим смешение горячей газовой струи с воздухом до температуры, допускающей нормальную работу всей конструкции. При этом выдерживается соотношение $D/d \leqslant 3$, где D — диаметр эжектора, d — диаметр сопла. Попытки установить в такой эжектор звукопоглощающие облицовки эффекта не дали. Ряд исследований, проведенных с облицованными эжекторными системами и отношением $D/d > 5$ позволили получить такие параметры эжектора, при которых проявляется значительная акустическая его эффективность. При этом был обнаружен своеобразный акустический парадокс.

Известно, что облицованная труба большого диаметра (2—3 м) при длине 4—5 калибров обладает невысокой акустической эффективностью, особенно на средних и высоких частотах, а при создании в трубе равномерного воздушного потока заглушение становится еще меньше. Это положение подтверждено при исследовании эффективности облицованной трубы диаметром 2 м и длиной 14 м без потока газа в ней. Когда же в трубу была направлена газовоздушная струя из сопла диаметром 450 мм, то эффективность облицованной трубы (по сравнению с отсутствием потока) на средних и высоких частотах значительно увеличилась.

Результаты измерений заглушения для различных

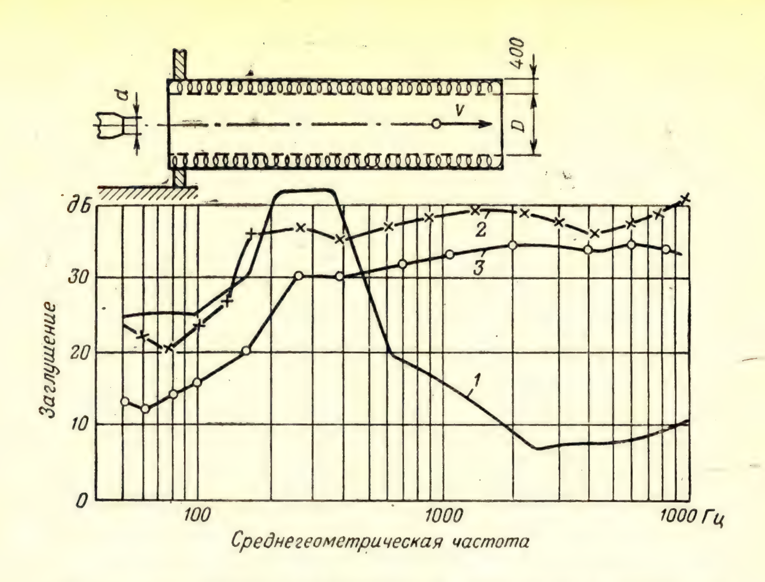


Рис. 79. Зависимость эффективности глушителя-эжектора от скорости потока:

1 — $v_1=0$; *2* — $v_2=37$ м/с; *3* — $v_3=77$ м/с

скоростей газовоздушных струй приведены на рис. 79, из которого видно, что на низких частотах обычные закономерности сохранились. Повышение эффективности на средних и высоких частотах может быть объяснено большим градиентом скорости потока по центру трубы эжектора, при котором происходит перераспределение средне- и высокочастотных составляющих звуковой энергии струи и изменяется в благоприятную сторону их взаимодействие с акустической облицовкой. На основе данных, полученных при исследованиях, были созданы конструкции глушителей, в которых эжекторная часть обеспечивает значительную акустическую эффективность (рис. 80). В тех случаях, когда испытательные боксы находятся в 2—3 км от жилых зданий, можно применять один глушитель-эжектор типа *а* без вертикальной части. При более близких расстояниях можно применять тип *б*, представляющий собой сочетание глушителя-эжектора и глушителя с параллельным расположением низкочастотных и высокочастотных звукопоглощающих элементов. В этом случае конст-

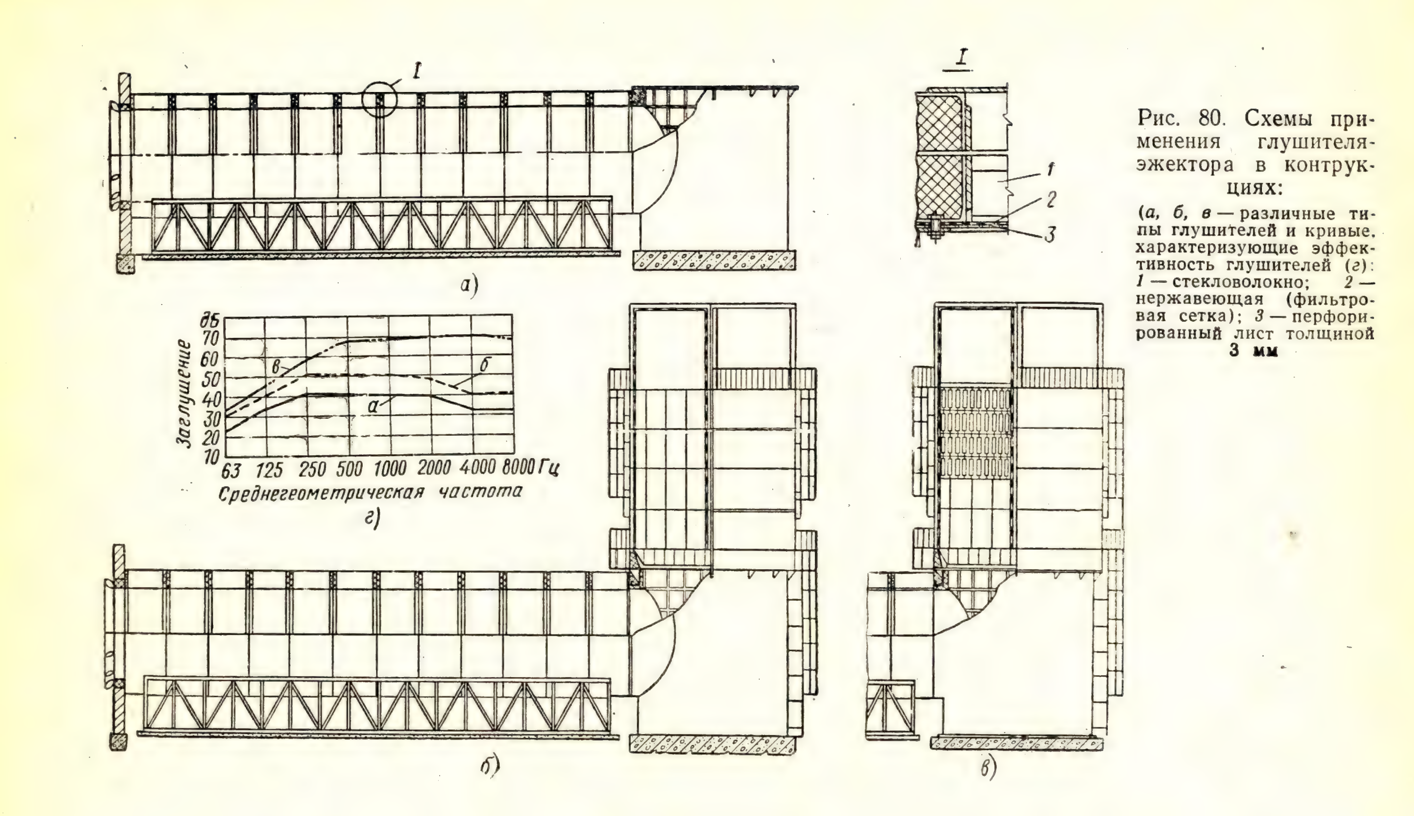


Рис. 80. Схемы применения глушителя-эжектора в контрукциях:

(*а*, *б*, **в** — различные типы глушителей и кривые, характеризующие эффективность глушителей (*г*): *1* — стекловолокно; *2* — нержавеющая (фильтровая сетка); *3* — перфорированный лист толщиной **3 мм**

рукция может обеспечить более высокую акустическую эффективность. Глушитель-эжектор можно применять также в аэродромных шумоглушащих установках.

5. ЗАЩИТА ОТ ШУМА НА АЭРОДРОМАХ

Проблема борьбы с шумом аэродромов является в настоящее время одной из самых сложных. При работе самолетов на земле, при взлете, посадке и пролете главным источником шума являются двигатели. Эта проблема стала сложнее при появлении самолетов со сверхзвуковыми скоростями полета. При полете сверхзвуковых самолетов добавился шум сверхзвуковой ударной волны, который становится доминирующим.

В технической литературе всего мира идет длительная дискуссия о путях и методах снижения шума существующих и перспективных летательных аппаратов. Ведутся работы по созданию специальных реактивных сопел, создающих меньшие уровни шума, чем обычные, исследуются возможности применения глушителей разового действия, например, сеток, устанавливаемых в реактивном сопле и сгорающих после взлета самолета, рассматривается возможность расслоения реактивной струи с помощью электрических зарядов. Изыскиваются траектории и режимы взлета, посадки и полета, при которых образуется относительно меньший шум. Исследуются преимущества самолетов с вертикальным взлетом и посадкой, создающие меньшую зону шума на местности. Все эти, а также и другие предполагаемые методы решения проблемы уменьшения шума самолетов еще далеки от совершенства и требуют длительных исследовательских работ.

Шум самолетов воздействует на очень широкий круг людей, а именно: на летный состав, на пассажиров, на всех людей, работающих и проживающих в зоне аэропортов, а также на жителей населенных пунктов, удаленных до 30—40 км от аэропортов.

В условиях существующих аэродромов и уже сложившейся жилой застройки приходится вводить ограничения на эксплуатацию самолетов, и в ряде случаев запрещать их ночную эксплуатацию. Во многих аэропортах мира устанавливают специальную аппаратуру для регистрации и контроля шума взлета и посадки. Создаются специальные нормы и правила для строи-

тельства жилых зданий вблизи аэродромов. Так, в Швейцарии они предусматривают применение ограждающих конструкций для стен и перекрытия последнего этажа, вес которых должен быть не менее 450 кг/м². Площадь оконных проемов должна составлять не более 20% для жилых комнат и 15% для спальных от площади пола.

Для защиты от шума работающих в зоне аэродрома и населения прилегающих к аэродрому районов существует ряд схем глушителей выхлопа. Некоторые из них предусматривают перемещение к самолету самих глушителей, некоторые устанавливают на стоянках и самолет подкатывают к нему. При этом используют конструкции стационарных глушителей, применяемых на испытательных станциях. Последняя схема находит большее распространение, так как любой самолет легко передвигается на шасси, в то время как передвинуть глушитель весом в десятки тонн трудно.

Как установлено исследованиями, шум стороны выхлопа одноконтурного турбореактивного двигателя на 15—18 дБ больше стороны всасывания. Шум стороны всасывания — высокочастотный, быстрее затухающий в атмосфере, чем низкочастотный. Учитывая это, для решения задачи снижения шума, распространяющегося

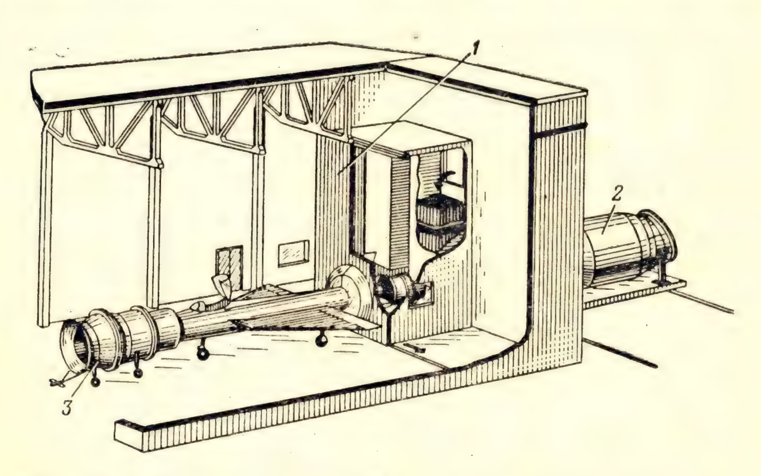


Рис. 81. Шумоглушащее устройство для корпуса подготовки самолетов к полетам:

1 — звукоизолирующие откатные ворота; *2* — передвижной глушитель выхлопа; *3* — передвижной глушитель всасывания

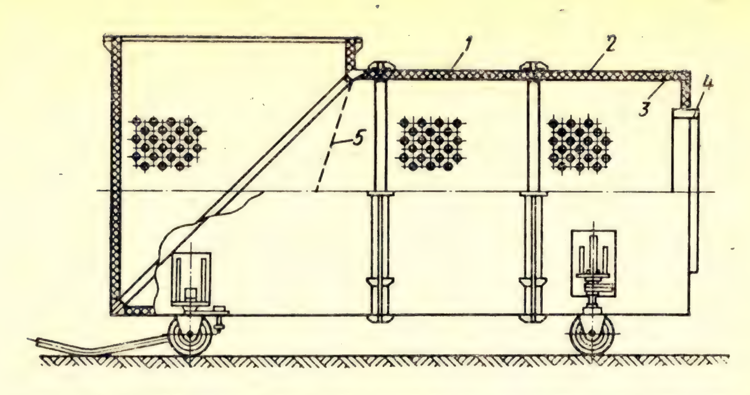


Рис. 82. Схема устройства передвижного глушителя со стороны всасывания:

1 — корпус; *2* — звукопоглотитель; *3* — перфорированный лист; *4* — эластичная прокладка; *5* — предохранительная сетка

за пределы аэродрома, обычно достаточно иметь глушитель выхлопа с эффективностью 18—20 дБ на низких частотах и 25—30 дБ на высоких. Сторона всасывания может работать без глушителя, если расстояние от самолета до защищаемого от шума района достаточно большое.

Защита от шума технического персонала, выполняющего регулировочные работы на самолете при гонке двигателей, является более сложной. Одним из вариантов решения является сооружение ангара с системой шумоглушения (рис. 81). Особенностью такого ангара является наличие специального отсека, куда заводится хвостовая часть самолета. Фасонными створками ворот с эластичными закладными элементами наиболее шумная хвостовая часть отделяется от всего объема ангара и в нем создаются удовлетворительные условия работы при гонке двигателей. При этом на стороне всасывания применяется передвижной глушитель. Шум, распространяющийся за пределы аэродрома, снижают при помощи глушителя выхлопа. На рис. 82 показана схема устройства передвижного глушителя со стороны всасывания.

На рис. 83 представлена схема системы шумоглушения для пассажирского самолета с двумя турбореактивными двигателями, расположенными на хвостовой части фюзеляжа. Для снижения высокочастотного шу-

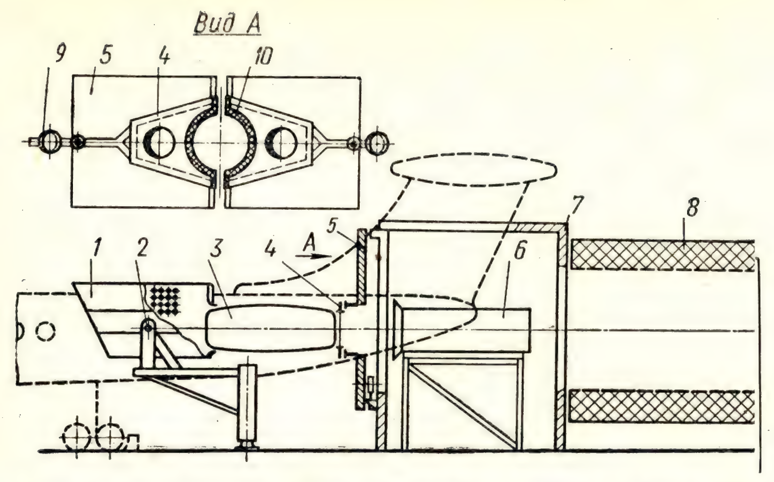


Рис. 83. Схема системы шумоглушения для самолета с двумя двигателями:

1 — глушитель стороны всасывания; *2* — цапфа качения; *3* — мотогондола двигателя; *4* — подвижная шторка; *5* — откатные ворота; *6* — эжекторная проставка; *7* — смесительная камера; *8* — глушитель-эжектор; *9* — контргруз шторки; *10* — эластичная прокладка

ма, идущего со стороны всасывания, применены глушители, установленные на поворотных консолях. Глушители представляют собой камеры с открытой верхней частью, облицованной внутри звукопоглощающим материалом. Форма камеры способствует изменению направленности звуковой энергии вверх.

Поворотная консоль позволяет отвести глушитель в сторону при установке самолета в необходимом положении относительно откатных ворот, которыми охватывается фюзеляж самолета. Подвижные шторки ворот имеют весовую компенсацию в виде контргрузов и могут в заданных пределах двигаться вместе с фюзеляжем.

Откатные ворота, на которых смонтированы подвижные шторки, закрывают проем в бетонной смесительной камере. Камера с двух сторон имеет каналы со звукопоглощающими щитами, через которые подсасывается воздух для эжекции. На выхлопе применен глушитель-эжектор. Эта система позволяет не только избавить от шума население, проживающее вокруг аэродромов, но и обеспечить вполне удовлетворительные условия работы персонала, обслуживающего самолет.

Все описанные шумоглушащие системы для аэродромов предназначены для самолетов с турбореактивными двигателями. Для самолетов с турбовинтовыми или поршневыми двигателями одним из возможных способов снижения шума является сооружение специальных ангаров, имеющих шумоглушащие устройства. Самолет заводится в такой ангар и все операции с работающими двигателями производятся внутри него. Для многомоторных самолетов с газотурбинными двигателями такие ангары имеют значительные размеры. Потолок и стены ангара облицовывают звукопоглощающими облицовками. Забор воздуха происходит через всасывающую шахту со звукопоглощающими щитами, выхлоп через открытые ворота с учетом направленности в сторону, где нет жилых или других зданий.

Защита от вредного воздействия шума технического персонала аэродрома, который должен находиться на стоянках и наладочных площадках и эпизодически принимать участие в обслуживании самолета с работающими двигателями, может быть выполнена применением передвижных и стационарных противошумных укрытий. Один из вариантов такого укрытия на 10—15 чел. приведен на рис. 84. Вес такого укрытия около 3 т. Стены сделаны из листового алюминиевого сплава толщиной 1,5—2,0 мм, теплоизоляционный слой (он же

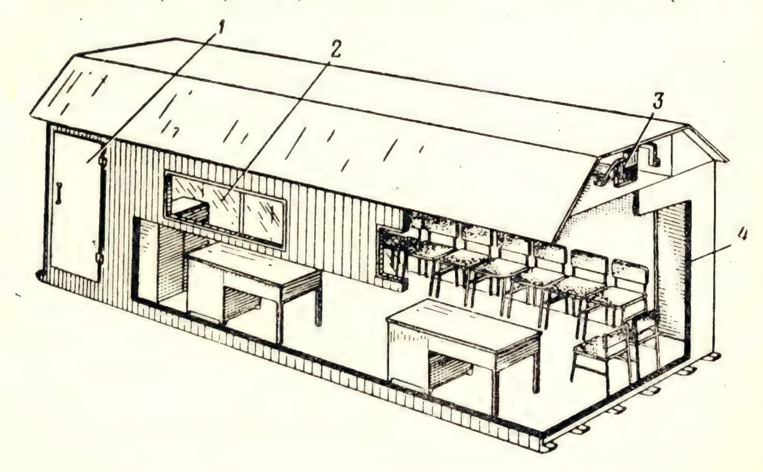


Рис. 84. Передвижное противошумное укрытие:

1 — вход с акустическим тамбуром; *2* — окно повышенной звукоизоляции; *3* — отсек отопительно-вертикальных устройств; *4* — стена с звукопоглощающей облицовкой

звукопоглощающий) из супертонкого стекловолокна имеет толщину 100 мм.

При размещении укрытия на расстоянии 30—50 м от самолета звукоизолирующая способность ограждений в сочетании с звукопоглощающей облицовкой потолка и стен обеспечивает снижение шума до уровней, допустимых нормами для кабин наблюдения. Акустический тамбур препятствует проникновению шума внутрь при входе в укрытие и выходе из него. Специальная заглушенная система отопления и вентиляции не пропускает внешний шум в укрытие. Укрытие устанавливают в районе стоянок самолетов по одному на 2—4 самолета. Весь персонал, не связанный непосредственно с гонкой двигателей, находится в укрытии. При помощи аэродромной радиостанции все находящиеся в укрытии слышат разговор экипажа самолета или механиков, находящихся в кабине и ведущих подготовку к полету, и выходят к самолету только по вызову, одев индивидуальные средства защиты от шума.

Создание хороших средств индивидуальной защиты остается актуальным при наличии всех ранее перечисленных средств шумоглушения (глушители, боксы, противошумные укрытия). На аэродромах остаются люди, вынужденные находиться у самолетов с работающими двигателями — сопровождать и встречать их на стоянках, быть на старте, работать по обслуживанию летной полосы, освещения и других аэродромных устройств. Такие средства, как противошумные наушники, могут решить задачу защиты от шума людей, работающих на расстоянии нескольких десятков метров от самолета с работающим двигателем.

Однако для тех, кто вынужден находиться в нескольких метрах от работающего двигателя, где уровень звукового давления превышает порог болевого ощущения, самые совершенные наушники и шлемы не могут обеспечить необходимой защиты. При очень высоких уровнях шума он воздействует на организм через кожные покровы и костные ткани.

Кроме обычных средств индивидуальной защиты (наушники различных типов) для работы на аэродромах необходимо использовать противошумные каски, а в случаях, если уровень звукового давления на каких-либо частотах превышает 125 дБ — специальную противошумную одежду.

Глава VI

СНИЖЕНИЕ ШУМА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК И СИСТЕМ ВЕНТИЛЯЦИИ

1. КОМПРЕССОРНЫЕ УСТАНОВКИ НИЗКОГО И ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ И ТУРБОКОМПРЕССОРНЫЕ

Для снижения шума компрессорных установок устанавливают глушители во всасывающих трактах и на магистралях выброса и перепуска воздуха, а также обеспечивают необходимую звукоизоляцию ограждающих конструкций зданий, при которой шум машин не распространяется за его пределы. Площадь оконных проемов здания компрессорной должна быть минимальной и если около компрессорной имеются «тихие» помещения, необходимо произвести проверочный расчет шума, излучаемого через окна и фонари, и сравнить его с допустимым.

При заказе компрессоров необходимо выдвигать требования по ограничению их шума до уровней, обеспечивающих возможность выполнения санитарных норм, а также требования по устройству дистанционного управления машинами для того, чтобы приборы управления и контроля компрессорных, особенно при наличии турбокомпрессоров, можно было располагать в кабинах дистанционного управления. Размещать в компрессорных залах рабочие места персонала нельзя.

Подбор глушителей, определение необходимой звукоизоляции ограждений, уровня излучаемого шума через остекление и фонари выполняют на основе акустического расчета.

Источниками шума компрессорных установок являются выходящие в атмосферу отверстия всасывающих и выхлопных (для сброса воздуха) воздуховодов, корпуса компрессоров, установленных в машинном зале; стенки всасывающих и выхлопных воздухопроводов, проходящих по рабочим помещениям.

Через отверстия всасывающих и выхлопных воздуховодов шум проникает на территорию, примыкающую к компрессорной станции. Корпуса компрессоров создают шум в помещении машинного зала, а в некоторых случаях (при большой площади остекления или открывающихся фонарях) и на прилегающей территории. Всасы-

Таблица 30

Уровни звуковой мощности компрессоров и турбокомпрессоров, дБ

Тип компрессора или турбокомпрессора	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Всасывающие воздуховоды от компрессоров низкого давления								
ВП-10/8, 2ВП-10/8 200В-10/8	120	117	104	102	97	90	86	84
ВП-20/8, 160В-20/8 . . .	119	118	109	102	94	87	83	83
205ВП-30/8	121	127	117	108	100	94	90	89
ВП-50/8	122	124	115	110	99	98	94	92
5Г-100/8	124	112	101	98	99	96	91	85
2СА-25	111	106	96	95	87	80	76	76
2СГ-50	110	108	102	97	85	86	78	75
Всасывающие воздуховоды от компрессоров высокого давления и турбокомпрессоров								
2РК-1,5/200	105	103	97	86	80	75	71	69
2Р-3/220	105	103	97	86	80	75	71	69
3Р-7/220	105	103	97	86	80	75	71	69
5Г-14/220	100	95	84	81	75	72	67	55
3Г-100/220	119	110	107	100	92	85	77	69
50Т-130/220	119	110	107	100	92	85	77	69
2РВ-3/350	110	111	96	91	86	82	77	75
2РВ-3,4/400	116	119	109	92	87	86	83	79
К-250 61	84	79	83	82	94	99	98	89
ОК-500-92	102	100	95	96	104	111	107	98
К-345-91	102	100	95	96	104	111	107	98
Выхлопные воздуховоды (перепуски) от компрессоров низкого давления								
ВП-10/8, 2ВП-10/8 200В-10/8	112	112	92	95	109	110	105	106
ВП-20/8, 160В-20/8	104	111	104	102	110	107	105	103
205ВП-30/8	106	108	117	118	115	109	106	107
ВП-50/8	106	108	117	118	115	109	106	107
5Г-100/8	107	105	104	114	123	126	128	127
2СА-25	103	97	96	93	96	102	110	112
2СГ-50	124	117	114	107	116	124	129	124
Выхлопные воздуховоды (перепуски) от компрессоров высокого давления и турбокомпрессоров								
2РК-1,5/200	110	106	113	122	131	130	132	132
2Р-3/220	108	112	117	122	128	128	127	126
3Р-7/220	103	115	118	121	125	126	120	117

Продолжение табл. 30

Тип компрессора или турбокомпрессора	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
5Г-14/220	108	112	117	123	128	128	127	126
3Г-100/220	111	113	122	132	143	141	138	136
50Т-130/220	106	110	121	127	134	135	136	136
2РВ-8/350	108	112	109	109	115	118	121	124
2РВ-3,4/400	108	112	109	109	115	118	121	124
К-250-61	119	117	120	124	124	130	133	130
ОК-500-92	112	132	128	126	128	133	128	122
К-345-91	127	130	129	132	140	141	140	138

вающие и выхлопные воздуховоды создают шум в том помещении, по которому они проходят.

В табл. 30 приведены уровни звуковой мощности шума, излучаемого элементами компрессоров и турбокомпрессоров различного типа в атмосферу, а в табл. 31 уровни звуковой мощности излучаемой компрессорами в машинном зале.

Таблица 31

Уровни звуковой мощности шума, излучаемого компрессорами в помещение машинного зала, дБ

Тип компрессора	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
160В-20/8	86	97	95	93	90	90	80	80
ВП-50/8	93	102	99	98	96	92	86	86
5Г-100/8	99	98	96	97	98	90	85	76
2РВ-3/350	84	91	90	90	91	86	80	80
3Г-100/220	93	95	93	93	96	85	77	72
ОК-500-92	108	116	112	112	115	121	120	105

Требуемое снижение шума, излучаемого отверстиями всасывающих и выхлопных воздуховодов, выходящих в атмосферу, рассчитывают в следующей последовательности. Выбирают расчетные точки на расстоянии 2 м от плоскости окон наиболее близко расположенных производственных, жилых или общественных зданий, защищаемых от шума компрессорной. Рекомендуется выбирать от двух до четырех расчетных точек. Например, одна — около ближайшего лабораторно-конструкторского или

административного здания; другая — около ближайшего жилого здания; третья — около ближайшего производственного корпуса; четвертая — около окна нешумного помещения в том же здании. Затем определяют расстояния от каждого всасывающего и выхлопного отверстия до каждой рассматриваемой расчетной точки. После этого определяют уровни звукового давления в дБ, создаваемого рассматриваемыми источниками шума в данной расчетной точке до осуществления мероприятий по снижению шума по формуле

$$L = L_р - 20 \lg r - \Delta/1000 - 8,$$

где $L_р$ — уровень звуковой мощности шума, излучаемого рассматриваемым источником в данной октавной полосе частот, дБ; Δ — затухание звука в атмосфере (см. табл. 23), дБ/км.

Определяют величину требуемого снижения уровня звукового давления в дБ в каждой октавной полосе в расчетной точке для рассматриваемого источника шума

$$\Delta L_{эф} = L - L_{доп} + 10 \lg n,$$

где $L_{доп}$ — допустимый по санитарным нормам уровень звукового давления в расчетной точке; n — общее число отверстий всасывающих и выхлопных воздуховодов, излучающих одновременно шум.

Рекомендуется выхлопные воздуховоды от однотипных компрессоров объединять в общий коллектор и в формуле учитывать выход этого коллектора как один источник шума. При определении $L_{доп}$ для воздуховодов необходимо учитывать время воздействия шума выхлопа и вносить поправку к $L_{доп}$ в соответствии с таблицами санитарных норм. Глушитель выбирают по наибольшему из рассчитанных значений требуемого заглушения. Проходное сечение глушителя выбирают с учетом максимально допустимой скорости воздуха в глушителе из соотношения:

$$S_{пр} = Q/V_{доп}, \qquad (16)$$

где Q — объем воздуха, проходящий через глушитель, $м^3/с$; $V_{доп}$ — допустимая скорость воздуха в глушителе, м/с.

Максимально допустимые скорости воздуха в глушителях, применяемых на всасывании, составляют 10—12 м/с, в глушителях, применяемых на выхлопе, — до

25 м/с. При этих значениях скоростей обеспечивается нормальная работа всех систем.

Для заглушения шума, распространяющегося из отверстий всасывающих и выхлопных воздуховодов, обычно применяют вертикальные глушители на выхлопе и специальные компрессорные глушители или пластинчатые глушители на всасывании. Тип звукопоглощающего материала для глушителей выбирают с учетом данных табл. 7.

Для перепусков (выбросов) компрессоров малой производительности применяют конструкции глушителей, в которых звукопоглощающий материал размещен только по периметру трубы (рис. 85).

При внутреннем диаметре до 600—800 мм эффективность таких глушителей бывает достаточной, чтобы обеспечить значительное заглушение на длине 6—8 м (высота обычного здания). При бóльших диаметрах такие конструкции становятся малоэффективными. Чтобы обеспечить требуемое заглушение, необходимо увеличение их длины в несколько раз, что часто связано с большими трудностями. Для больших расходов воздуха применяют вертикальные глушители, в которых звукопоглощающие конструкции равномерно расположены по всему сечению (см. рис. 68). На рис. 86 приведена схема глушителя, устанавливаемого на всасывающих воздуховодах небольших компрессорных машин; его устройство аналогично конструкциям трубчатых вентиляционных глушителей.

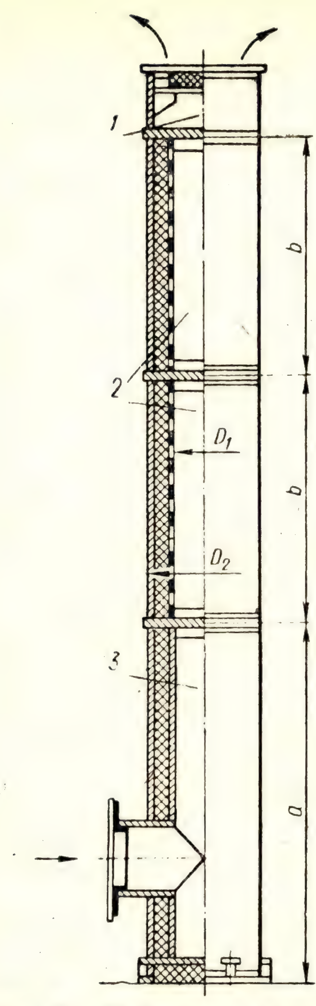
Основные габаритные размеры глушителей выхлопа следующие (мм):

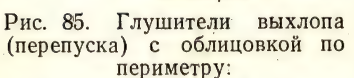
D_1	115	194	300	600	800
D_2	320	400	470	800	1000
a	1000	1000	2065	1665	1655
b	1000	1000	2050	1650	1650

Основные габаритные размеры глушителей всасывания с воздушным фильтром следующие (мм):

D_1	115	194	375	440
D_2	320	400	575	650
L	1000	1000	1000	1000

Для машин с большими расходами воздуха всасывающие тракты выполняются в виде шахт с установленными в них звукопоглощающими щитами (рис. 87).




Рис. 85. Глушители выхлопа (перепуска) с облицовкой по периметру:

1 — экран; *2* — секция; *3* — цоколь

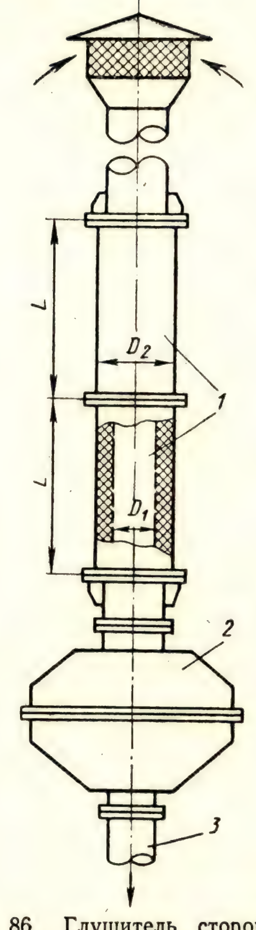


Рис. 86. Глушитель стороны всасывания с воздушным фильтром:

1—глушитель; *2*—воздушный фильтр; *3* — к компрессору

В табл. 32 приведены данные о заглушении шума трубчатыми глушителями (см. рис. 85 и 86), а в табл. 33 — щитовыми глушителями (см. рис. 87).

Данные о заглушении шума цилиндрическими звукопоглотителями глушителя ∅1380 мм, устанавливаемого

Таблица 32

Заглушение шума в дБ в зависимости от числа секций в трубчатых глушителях, устанавливаемых на выхлопе

Диаметр глушителя, мм	Проходное сечение глушителя, м²	Число секций	Среднегеометрическая частота, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Звукопоглощающий материал — минераловатные плиты (см. рис. 85)										
115	0,011	1	9	15	27	38	42	46	48	52
		2	16	27	48	69	77	82	87	77
		3	24	40	71	69	87	87	87	77
194	0,029	1	10	15	22	30	29	33	31	28
		2	16	24	37	52	50	52	45	37
		3	23	33	52	76	71	71	61	46
300	0,071	1	11	17	28	38	36	42	37	34
		2	16	30	51	70	64	67	51	39
		3	22	42	67	82	82	82	65	48
		4	29	54	67	82	82	82	79	51
600	0,28	1	10	13	17	29	30	31	31	32
		2	13	20	27	44	40	36	35	35
		3	16	27	37	58	50	41	38	38
		4	19	34	47	74	61	47	42	42
800	0,50	1	10	13	17	32	32	32	33	34
		2	11	17	25	42	37	35	36	37
		3	12	23	34	55	45	37	37	38
		4	15	28	42	67	52	41	41	41
Звукопоглощающий материал — супертонкое волокно (см. рис. 86)										
115	0,011	1	5	10	30	26	37	40	43	29
		2	10	16	61	52	72	73	76	50
		3	15	24	80	78	80	80	80	72
194	0,029	1	3	7	20	19	30	35	30	28
		2	7	12	40	37	52	60	50	40
		3	10	20	60	55	75	80	70	53
		4	15	27	80	71	80	80	80	65

Продолжение табл. 32

Диаметр глушителя, мм	Проходное сечение глушителя, м²	Число секций	Среднегеометрическая частота, Гц							
			63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
375	0,11	1	2	4	12	12	18	23	18	17
		2	3	9	24	22	31	35	24	20
		3	5	13	36	31	44	48	31	23
		4	6	17	48	41	57	61	38	28
440	0,15	1	1	3	11	9	16	20	13	14
		2	2	8	21	16	26	30	16	15
		3	3	11	31	23	36	40	19	16
		4	4	14	41	29	47	50	21	47

Таблица 33

Заглушение шума в дБ щитовыми глушителями в зависимости от длины щитов, устанавливаемых в фильтркамерах на всасывании

(звукопоглощающий материал — супертонкое волокно)

Ширина шахты A, м	Размеры щитов, м	Шаг щитов a, мм	Длина щитов, м	Среднегеометрическая частота, Гц							
				63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
2,0	2,6×2,0	100	1	5	11	19	28	36	35	26	20
			2	9	20	34	48	63	60	43	25
			3	14	30	49	68	75	75	59	37
			4	19	40	57	68	75	75	75	45
1,5	1,0×1,5	200	1	3	6	12	18	22	28	18	12
			2	5	11	20	29	35	34	24	14
			3	7	17	28	38	47	45	30	17
2,0	1,5×1,0 (2 шт.)		4	10	22	37	50	60	56	35	19
			5	12	28	45	60	72	67	41	21
			6	15	33	53	68	75	75	46	24

на выхлопе, по типу глушителя, показанного на рис. 68, приведены в табл. 34.

В тех случаях, когда источниками шума являются ограждающие конструкции машинного зала компрессорной станции, имеющие недостаточную звукоизоляцию, например, одинарное остекление или открытые проемы (открывающиеся фонари), то акустический расчет производят в следующей последовательности. Выбирают

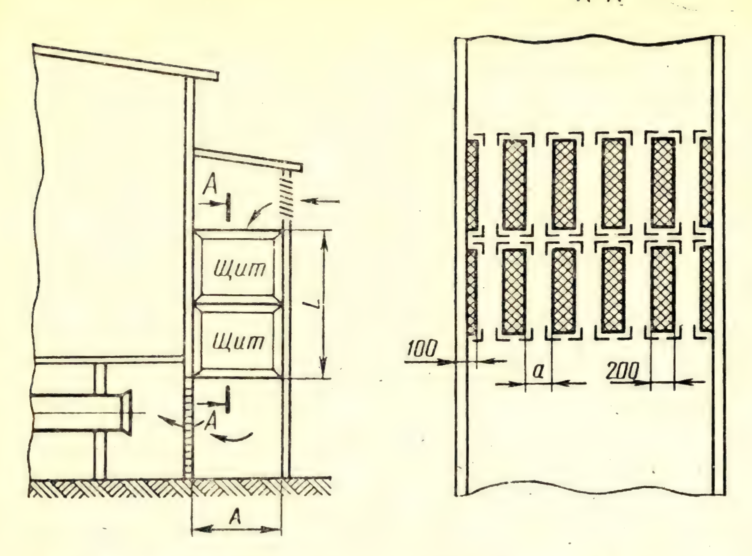


Рис. 87. Шахта всасывания со звукопоглощающими щитами

расчетные точки и определяют расстояния r от источников шума до расчетных точек. Уровни звукового давления в расчетной точке $L_{пр}$ шума, проникающего в атмосферу из машинного зала через ограждающие конструкции (например, остекленную стену или фонарь), определяют по формулам:

Таблица 34

Заглушение шума в дБ в зависимости от числа секций и длины цилиндрических звукопоглотителей глушителя (∅ 1380 мм, сечение 0,98 м²), **устанавливаемого на выхлопе**

Длина цилиндрических звукопоглотителей, м	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
2	13	16	20	33	36	38	40	43
4	16	19	28	41	43	46	47	52
6	19	22	36	46	49	51	53	55
8	21	25	44	51	53	54	55	57

для стены

$$L_{пр.с} = L_{пом} + 10 \lg S - R_{ср} - 20 \lg r - \Delta^2/1000 - 11;$$

для перекрытия

$$L_{пр.п} = L_{пом} + 10 \lg S - R_{ср} - 20 \lg r - \Delta^2/1000 - 14,$$

где S — площадь рассматриваемого ограждения, м²; $R_{ср}$ — средняя звукоизолирующая способность рассматриваемого ограждения, дБ;

Входящие в формулы $L_{пом}$ — уровни звукового давления в помещении — определяют путем непосредственных измерений (в существующих зданиях) или рассчитывают по формуле (5). Первый член в этой формуле, представляющий суммарный уровень звуковой мощности всех источников шума, можно определить, пользуясь номограммой, приведенной на рис. 3, путем последовательного сложения уровней звуковой мощности. Среднюю звукоизолирующую способность ограждения определяют по номограмме, приведенной на рис. 23.

Величину требуемого снижения уровня звукового давления в каждой октавной полосе в расчетной точке для рассматриваемого источника шума определяют по формуле

$$\Delta L_{тр} = L_p - L_{доп} + 10 \lg n + 5,$$

где n — общее число источников шума (в данном случае число ограждений с недостаточной звукоизоляцией).

Затем принимается решение о выборе звукоизоляции ограждений здания компрессорной установки или об удалении ее от объектов защиты от шума и проводится проверочный расчет.

Пример. Проверить звукоизолирующую способность остекленной части наружной стены машинного зала компрессорной станции, если ближайшее здание (производственный корпус с конторскими помещениями) расположено на расстоянии 20 м. Проектируемая компрессорная станция оборудуется двумя турбокомпрессорами типа ОК-500-92, размещаемыми в машинном зале высотой 10 м и площадью 324 м² (рис. 88). В наружной бетонной стене толщиной 300 мм общей площадью 540 м запроектировано 6 окон площадью 32 м² каждое. Остекление — одинарное из стекла толщиной 3 мм. Перекрытие — сборные железобетонные плиты ПКЖ, толщина полки 30 мм.

Расстояние от остекленной части стены машинного зала до расчетной точки $r_{min} = 20$ м.

В расчетной точке определяют средний уровень звукового давления в помещении машинного зала и уровни звукового давления,

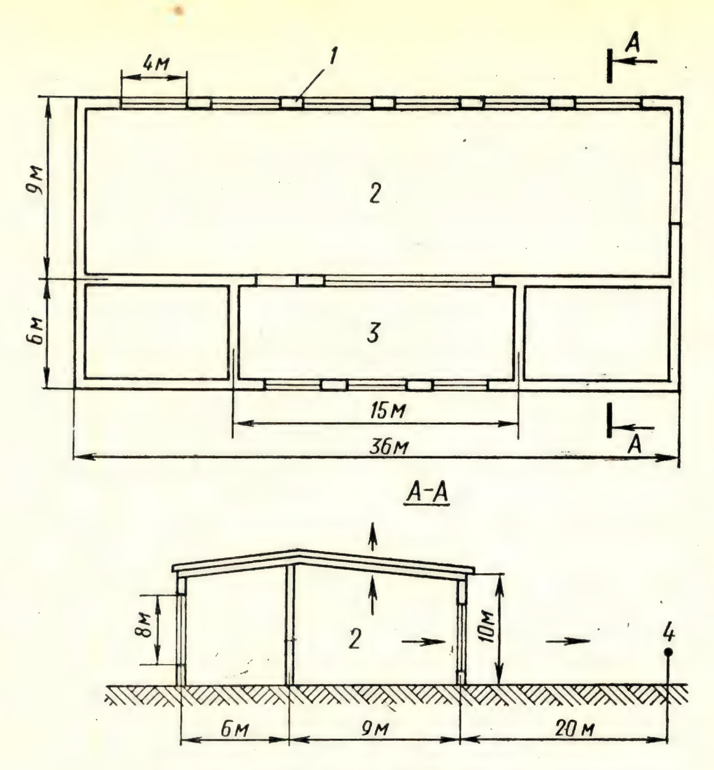


Рис. 88. Схема здания компрессорной:

1 — стена с остеклением; *2* — машинный зал; *3* — кабина наблюдения; *4* — расчетная точка

проникающего из машинного зала через стену. Результаты сводят в таблицу (табл. 35). Среднюю звукоизолирующую способность наружной стены машинного зала определяют по номограмме (см.

Таблица 35

Значение уровня звукового давления в помещении

Величина	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
L_p	108	116	112	112	115	121	120	105
$L_p + 10 \lg n$	111	119	115	115	118	124	123	108
$B_ш$ ($v = 3250$ м³) . .	130	142	142	182	260	416	780	1560
$-10 \lg B_ш + 6$ . . .	—15	—16	—16	—17	—18	—21	—23	—26
$L_{пом}$	96	103	99	98	100	103	100	82

рис. 23), считая, что остекление занимает 35% всей стены. Результаты расчетов сводят в таблицу (табл. 36). Результаты расчетов уровней звукового давления, проникающего через стену с остеклением и перекрытие, также сводят в таблицу (табл. 37).

Таблица 36

Средняя звукоизолирующая способность стены, дБ

Величина	Среднегеометрическая частота, Гц						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
$R_б$ (см. табл. 18) . . .	41	41	41	45	50	55	60
$R_м$ (см. табл. 18) . . .	8	12	16	18	20	22	20
$R_б - R_м$	33	29	25	27	30	32	40
$R_{ср} - R_б$ (по рис. 23)	—28	—26	—18	—29	—30	—31	—36
$R_{ср}$	13	15	24	16	20	24	27

Таблица 37

Уровни звукового давления для стены с остеклением и перекрытия, дБ

Величина	Среднегеометрическая частота, Гц						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
Стена с остеклением							
$L_{пом}$	96	103	99	98	100	103	100
$10 \lg S$ ($S = 192$ $м^2$) . .	23	23	23	23	23	23	23
$-R_{ср}$	—13	—15	—24	—16	—20	—24	—27
$-20 \lg r - \frac{\Delta r}{1000} - 11$	—37	—37	—37	—37	—37	—37	—37
$L_{пр}$	69	74	60	68	66	65	59
Перекрытие							
$L_{пом}$	96	103	99	98	100	103	100
$10 \lg S$ ($S = 324$ $м^2$) . .	25	25	25	25	25	25	25
$-R$ (по данным измерений)	—22	—28	—34	—36	—36	—43	—48
$-20 \lg r - \frac{\Delta r}{1000} - 14$	—40	—40	—40	—40	—40	—40	—30
$L_{пр}$	59	60	50	47	49	45	37
$L_{доп}$	79	70	63	58	55	52	50

Полученные уровни звукового давления в расчетной точке до осуществления мероприятий по снижению шума ниже допустимых во всем диапазоне частот (на 6 дБ и более). Поэтому общее число источников шума (число ограждений с недостаточной звукоизоляцией) равно 1. Таким ограждением с недостаточной звукоизоляцией является стена с остеклением.

Затем определяют требуемое снижение уровня звукового давления $\Delta L_{тр}$ в расчетной точке для стены с остеклением (табл. 38).

Таблица 38

Требуемое снижение уровня звукового давления

Величина	Среднегеометрическая частота, Гц						
	63	125	250	500	1000	2000	4000
$L_{пр}$	69	74	60	68	66	65	59
$-L_{доп}$	—79	70	—63	—58	—55	—52	—50
$10 \lg n + 5$ $(n = 1)$ . . .	5	5	5	5	5	5	5
$\Delta L_{тр}$	0	9	2	15	16	18	14

Из результатов расчета следует, что должны быть приняты меры по увеличению звукоизоляции остекления и проведен повторный расчет.

2. ВЕНТИЛЯЦИОННЫЕ УСТАНОВКИ

Одним из источников шума в промышленных зданиях являются вентиляционные установки. Шум вентиляторов, распространяясь по воздуховодам, проникает в обслуживаемые помещения или окружающую атмосферу и может создавать там уровни шума, превышающие допустимые по санитарным нормам. Кроме того, шум, создаваемый работающими вентиляционными установками в вентиляционных камерах, может проникать через ограждающие конструкции в смежные с ними помещения.

Обеспечение допустимых уровней шума в помещениях, граничащих с вентиляционными камерами, достигается применением ограждающих конструкций, обладающих достаточной звукоизоляцией. Шум, распространяющийся по вентиляционным воздуховодам в рабочие помещения или в окружающую атмосферу, снижают применением вентиляционных глушителей, размеры которых определяют акустическим расчетом.

Существует несколько методик такого расчета, составленных различными организациями, в частности «Указания по акустическому расчету вентиляционных установок № 399—69» (Госстрой СССР). Но в боль-

шинстве случаев они сложны и расчеты по ним целесообразно выполнять на электронно-вычислительных машинах по специальным программам.

В практической работе, когда речь идет о заглушении отдельных вентиляторов, можно обойтись ориентировочными расчетами, выполненными с некоторыми запасами. Для расчета выбирают одну наиболее короткую ветвь вентиляционного тракта. Когда система обслуживает помещения, в которых нормативные уровни шума различны, производят также расчет для ветви вентиляционного тракта, обслуживающей помещение с наиболее низким допустимым уровнем шума. Окончательный выбор глушителя производят по наихудшему случаю, т. е. когда расчетная требуемая длина глушителя наибольшая. Кроме того, расчет необходим в случаях, когда шумное и тихое помещения соединены вентиляционным воздуховодом.

В связи с тем, что шум вентилятора характеризуется широким спектром частот, а затухание звуков на разных частотах в вентиляционном тракте и в глушителе неодинаково, точный акустический расчет должны производить во всех октавных полосах частотного диапазона со среднегеометрическими частотами от 63 до 8000 Гц.

При ориентировочных расчетах их можно производить по одной октавной полосе со среднегеометрической частотой 125 Гц, так как при заглушении этой частоты заглушение на других частотах обычно бывает достаточным. Расчет начинают с определения звуковой мощности, излучаемой вентилятором в сеть.

Для отечественных вентиляторов общий уровень звуковой мощности в дБ, передаваемой в вентиляционную сеть, приближенно определяют по формуле, предложенной Е. Я. Юдиным,

$$L_{p.\ общ} = \widetilde{L} + 10 \lg Q + 25 \lg H + \delta$$

$$\text{относительно } 10^{-12}\ Bm, \qquad (17)$$

где Q — производительность вентилятора, м³/ч; H — полное давление (напор) кг/м²; $\widetilde{L}$ — критерий шумности, принимаемый для вентиляторов разного типа по табл. 39; δ — поправка на режим работы вентилятора.

Поправка δ на режим работы вентилятора принимают при отклонении режима от максимального к.п.д. до 20%—2 дБ, более 20%—4 дБ.

Октавный уровень звуковой мощности, излучаемый

Таблица 39

Значение критерия шумности $\tilde{L}$ для вентиляторов, дБ

Вентиляторы	Сторона вентилятора		Вентиляторы	Сторона вентилятора	
	нагнетания	всасывания		нагнетания	всасывания
Центробежные			**Крышные**		
Ц4-70; Ц4-76; Ц4-100/2	41	38	КЦ3-90; КЦ4-84В	52	48
ВРС; Ц13-50	44,5	40	**Осевые**		
Ц9-55; Ц9-57; Ц12-90	47,5	43,5	МЦ-4	46	46
ЦП7-40	48	43	К	43	43
Ц6-46	43	39	06-В-20	44	44
ВВД	48	40			
ВДН	54	47			

открытым входным или выходным патрубком вентилятора, определяют по формуле

$$L_p = L_{p\ \text{общ}} - \Delta L_1, \qquad (18)$$

где ΔL_1 — поправка, учитывающая распределение звуковой мощности по октавным полосам; ее значения берут из табл. 40.

Таблица 40

Поправка, учитывающая распределение звуковой мощности по октавным полосам

Среднегеометрическая частота октавных полос, Гц	Центробежные вентиляторы		Осевые вентиляторы
	с лопатками, загнутыми вперед	с лопатками, загнутыми назад	
63	6	11	13
125	6	7	8
250	6	5	9
500	9	6	5
1000	13	9	7
2000	17	16	10
4000	21	21	16
8000	26	26	23

Уровень звуковой мощности, передаваемой в вентиляционную сеть, определяют по формуле

$$L_{p\ \text{с}} = L_{p.\ \text{общ}} - \Delta L_1 + \Delta L_2, \qquad (19)$$

где ΔL_2 — поправка, учитывающая влияние присоединения вентилятора к сети воздуховодов, определяется по табл. 41.

Таблица 41

Поправка, учитывающая влияние присоединения вентилятора к сети воздуховодов

Корень квадратный из площади поперечного сечения патрубка вентилятора, мм	Среднегеометрическая частота, Гц				
	63	125	250	500	1000
	ΔL_2, дБ				
140	21	15	10,5	5,5	1,5
200	18	13	7,5	3	1
315	14,5	9,5	4,5	1	0
500	11	6	2	0,5	—
1000	6	2	0,5	—	—
1400	4	1	—	—	—

Общий уровень звуковой мощности, излучаемый вентилятором через стенки корпуса, определяют по формуле (19) при условии, что величину критерия шумности принимают по табл. 41 как среднее значение для стороны всасывания и нагнетания.

Если в вентиляционный камере работает несколько вентиляторов, то для каждой октавной полосы определяют суммарный уровень звуковой мощности путем суммирования по номограмме (см. рис. 3).

Допустимые уровни звуковой мощности $L_{p.\text{доп}}$ в дБ на выходе в атмосферу из приточных и вытяжных шахт определяют при расположении выходных сечений каналов вблизи окон с нормируемыми около них уровнями звукового давления в том же здании по формуле

$$L_{p\ \text{доп}} = L_{\text{доп}} + 20\lg r_0 + S - 10\lg[1 + (r_0/r_1)^2 + (r_0/r_2)^2 + \ldots], \qquad (20)$$

где $L_{\text{доп}}$ — допустимый по нормам октавный уровень звукового давления снаружи помещения, изолируемого от внешнего шума, дБ; r_0 — кратчайшее расстояние от излучающего шум отверстия (решетки) до точки, расположенной в 2 м от плоскости окон изолируемого помещения, м; r_1; r_2 и т. д. — расстояние от той же точки до других отверстий (решеток), одновременно излучающих шум, м.

При расположении выходных каналов вблизи (но не ближе чем в 20 м) зданий или помещений с нормируемыми около них уровнями шума допустимую звуковую мощность определяют по формуле

$$L_{p.доп} = L_{доп} + 20\lg r + 8 + \Delta/1000 - 10\lg n.$$

Для определения допустимых уровней звуковой мощности $L_{p.доп}$ можно пользоваться таблицами, составленными для трех случаев.

1. Выходные отверстия приточных и вытяжных шахт находятся вблизи жилых зданий. В этом случае допустимые уровни звуковой мощности принимают по данным табл. 42. В табл. 42 приведены значения предельно допустимых спектров звуковой мощности для дневного времени суток (8—23 ч). При работе вентиляционной системы в ночное время (23—8 ч) допустимые уровни звуковой мощности должны быть уменьшены на 10 дБ в каждой частотной полосе. При излучении шума одновременно из нескольких вентиляционных шахт допустимые уровни звуковой мощности должны быть уменьшены на величины $10\lg n$ в каждой полосе частот.

Таблица 42

Допустимые уровни звуковой мощности вблизи жилых помещений, дБ

Расстояние от входного отверстия вентиляционной шахты до здания, м	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
20	109	99	92	87	84	81	79	78
30	113	103	96	91	88	85	84	83
50	117	107	100	95	92	89	88	87
70	120	110	103	98	95	93	92	91
100	123	113	106	101	98	96	95	96
200	129	119	112	107	105	103	104	107
300	133	123	116	112	110	108	110	115

2. Если выходные отверстия приточных и вытяжных шахт расположены вблизи конструкторских, лабораторных, конторских или административных помещений, находящихся на территории промышленных предприятий, то допустимые значения уровней звуковой мощности можно принять по данным табл. 43. При излучении шума

Таблица 43

Допустимые уровни звуковой мощности вблизи конструкторских и лабораторных корпусов, дБ

Расстояние от выходного отверстия вентиляционной шахты до окон помещения, изолируемого от шума, м	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
20	113	104	97	92	89	86	84	84
30	117	108	101	96	93	90	89	88
45	120	111	104	99	96	94	92	92
60	123	114	107	102	99	97	95	96
80	125	116	109	104	101	99	97	99
100	127	118	111	106	104	101	99	102

одновременно из нескольких вентиляционных шахт, допустимые уровни звуковой мощности должны быть так же уменьшены, как и в предыдущем случае.

3. Если приточные или вытяжные шахты расположены вдали от жилых и административных зданий, конструкторских бюро, бытовых помещений и т. п., но вблизи производственных зданий, где допустимые уровни звукового давления на рабочих местах соответствуют спектру ПС-75 и выше, то уровни звуковой мощности могут быть приняты по данным табл. 44.

Таблица 44

Допустимые уровни звуковой мощности вблизи производственных зданий, дБ

Расстояние от источника шума до здания, м	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
20	137	130	125	122	119	117	115	115
30	140	133	128	125	122	121	119	119
45	144	137	132	129	126	124	123	123
60	146	139	134	131	129	127	126	126
80	149	142	137	134	131	130	129	130
100	151	144	139	133	132	131	131	133

При излучении шума в помещение допустимые уровни звуковой мощности $L_{p\ доп}$ в дБ на выходе из решетки (отверстия) определяют для систем общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха по формуле

$$L_{p\,\text{доп}} = L_{\text{доп}} + 10 \lg B_{\text{ш}} - 10 \lg n - 6.$$

В том случае, когда помещение, обслуживаемое рассматриваемой вентиляционной системой, имеет звукопоглощающую облицовку, постоянную помещения $B_{\text{ш}}$ рассчитывают по формулам, приведенным в п. 2 гл. II.

Для системы обдува и рециркуляции электронно-вычислительных машин допустимые значения звуковой мощности определяют по формуле

$$L_{p\,\text{доп}} = L_{\text{доп}} + 10 \lg B_{\text{ш}} - 10 \lg n - 11,$$

где n — общее число приточных и вытяжных отверстий в шкафу электронно-вычислительной машины.

Для вентиляционных систем местных отсосов пыли, газа и т. д. (с учетом воздействия прямого звука) эту величину находят по формуле

$$L_{p\,\text{доп}} = L_{\text{доп}} - 10 \lg (1/2\pi r_{\text{от}}^2 + 4n/B_{\text{ш}}),$$

где $r_{\text{от}}$ — расстояние от центра входного сечения приемника местного отсоса до рабочего места, м; n — число приемников местных отсосов в помещении.

При наличии в помещении, где расположены местные отсосы, общеобменной вентиляции $L_{p\,\text{доп}}$ должно быть уменьшено на 5 дБ.

Потери звуковой мощности в тракте, соединяющем вентиляционную систему с обслуживаемыми ею помещениями, включают потери на прямых участках металлических воздуховодов (вследствие изгибных колебаний стенок), в прямых коленах (плавные повороты не учитывают), в тройниках при ответвлении под прямым углом и при отражении от открытого конца канала или решетки. Для среднегеометрической частоты 125 Гц значения перечисленных потерь приведены в табл. 45.

Потери уровней звуковой мощности при разветвлении вентиляционной сети $\Delta L_{\text{п}}$ в дБ определяют приближенно по формуле

$$\Delta L_{\text{п}} = 10 \lg Q/Q_1,$$

где Q — производительность вентилятора, м^3/ч; Q_1 — объемный расход воздуха через расчетную решетку (отверстие) в рассматриваемом помещении, м^3/ч.

Общие потери звуковой мощности в вентиляционном тракте составляют арифметическую сумму всех учтенных потерь.

После расчета всех потерь в тракте требуемое

Таблица 45

Потери уровней звуковой мощности в вентиляционных трактах

Потери звуковой мощности	Величина потерь, дБ	Примечание
На прямых участках металлических воздуховодов ΔL_1. м:		
0,3	0,6	На 1 м длины воздуховода
0,3—1,0	0,5	
1,0—2	0,3	
В прямых коленах (ΔL_2) при ширине поворота, м:		
0,5	0,5	—
1,0	6,5	—
1,5	8,0	—
2,0	8,0	—
В тройниках (ΔL_3) при размерах воздуховодов, м:		
0,6×0,6	1	Ширина отвода 0,6 м
0,8×0,8	3	То же 0,8 м
1,5×1,5	8	» » 1,5 м
За счет отражения (ΔL_4) от открытого конца канала или решетки при площади, м²:		
0,006—0,008	15	—
0,021—0,03	10,5	—
0,049—0,068	7,5	—
0,131—0,180	5,0	—
0,311—0,410	2,5	—

Примечание. Остальными потерями при ориентировочных расчетах можно пренебречь.

заглушение аэродинамического шума вентилятора $\Delta L_{\text{тр}}$ определяют по формуле

$$\Delta L_{\text{тр}} = L_{p.\text{исх}} - \Delta L_{\text{тр}} - L_{p.\text{доп}}.$$

Требуемое заглушение шума в глушителе, предназначенном для заглушения шума, распространяющегося по вентиляционному воздуховоду (каналу) из шумного помещения в тихое, определяют по формуле

$$\Delta L_{\text{тр}} = L_{\text{ср}} - 6 + 10 \lg S_{\text{вх}} - \Delta L_{\text{п}} - L_{p\ \text{доп}},$$

где $L_{\text{ср}}$ — средний октавный уровень звукового давления в шумном помещении, дБ; $S_{\text{вх}}$ — площадь входного

сечения воздуховода со стороны шумного помещения, м²; $L_п$ — потери звуковой мощности в вентиляционном тракте между шумным и тихим помещениями, дБ.

Тип и размер глушителя выбирают в зависимости от величины необходимого сечения, требуемого заглушения шума и местных условий. Необходимое проходное сечение глушителя определяют по формуле (16).

В обычных вентиляционных системах скорость воздуха в воздуховодах принимается равной 8—12 м/с. При такой скорости шумообразование, вызванное взаимодействием воздушного потока со стенками воздуховодов, проявляется незначительно и в акустическом расчете не учитывается.

При проведении ориентировочных расчетов следует ограничивать скорость воздуха в вентиляционных системах в следующих пределах: для производственных помещений с допустимым уровнем звукового давления на рабочих местах ПС-55 — не более 3 м/с; для спектра ПС-75 — не более 4,5—5 м/с. При бо́льших значениях предельных спектров — до 6—8 м/с.

По рассчитанному проходному сечению S подбирают подходящий тип и поперечные размеры глушителя.

Необходимую длину глушителя в м определяют на основании частотных характеристик заглушения шума (на 1 м длины глушителя), приведенных в табл. 46—

Таблица 46

Заглушение трубчатых глушителей с наполнителем из супертонкого волокна

Внутренний диаметр глушителя, мм	Среднегеометрическая частота, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
	Заглушение шума на 1 м длины глушителя, дБ							
115	3,5	12,0	26,0	30,0	26,0	21,0	20,0	16,0
150	3,0	9,0	22,0	25,0	22,0	17,0	18,0	14,0
195	2,5	7,0	19,0	22,0	19,0	15,5	15,0	12,0
285	1,5	5,0	13,0	15,0	13,0	11,0	10,0	8,0
375	1,0	4,0	10,0	11,0	9,5	9,0	7,0	6,0
495	1,0	3,0	7,0	8,5	7,5	6,0	5,5	4,5

47, и результатов расчета величин требуемого почастотного заглушения шума по формуле

$$l_{гл} = \Delta L_{тр}/\Delta L_{гл},$$

Таблица 47

Заглушение пластинчатых глушителей с проходным сечением 0,5 и толщиной 150 мм, наполнитель — супертонкое волокно (см. рис. 89)

Размеры глушителя, мм	Толщина щитов, мм	Среднегеометрическая частота, Гц							
		63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
		Заглушение шума на 1 м длины глушителя, дБ							
600×600	150	1,5	3	3	10	11	13	9	6
1200×900	130	1,5	3	3	10	11	13	9	6
900×1200	300	6	7,5	10	10,5	11,5	9,5	6,5	6

где $\Delta L_{тр}$ — требуемое заглушение шума в глушителе в данной полосе частот, дБ; $\Delta L_{гл}$ — заглушение шума в глушителе длиной 1 м в данной полосе частот, дБ/м;

Длину глушителя принимают по наибольшему из всех значений, полученных в результате расчета.

Для заглушения шума, распространяющегося через приточную камеру в атмосферу, вместо вентиляционного глушителя можно применять облицовку внутренних поверхностей промежуточных камер звукопоглощающим материалом.

Наибольшее распространение для систем вентиляции получили пластинчатые глушители, которые целесообразно применять при сечении воздуховода больше 0,09 м^2.

Преимуществом пластинчатых глушителей является возможность собирать их из типовых элементов. На рис. 89 приведены схемы ряда пластинчатых глушителей, в которых максимально используются типовые детали. Из типовых элементов, состоящих из перфорированного листа и двух уголков в корпусе глушителя, образуются каналы, пространство между которыми заполняется звукопоглощающим материалом. При этом из одних и тех же узлов можно собрать глушители с разной пропускной способностью и толщиной звукопоглотителя.

3. ПЕРЕДВИЖНЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ АГРЕГАТЫ

Передвижные энергетические агрегаты — компрессоры, дизельные электростанции, сварочные генераторы

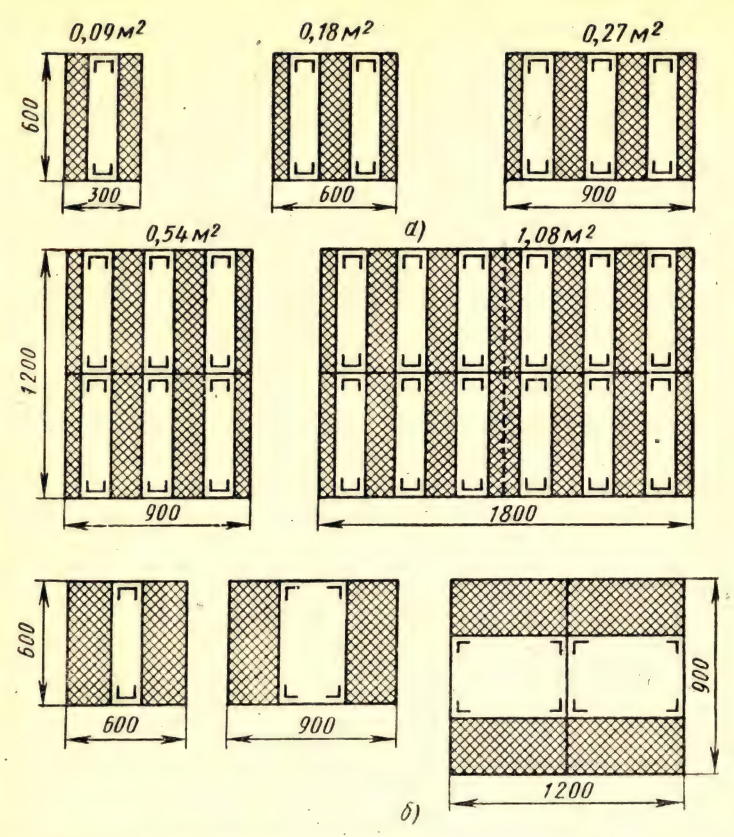


Рис. 89. Схема компоновок вентиляционных глушителей из типовых элементов:

а — с одинаковой толщиной звукопоглощающего слоя; *б* — с разной толщиной звукопоглощающего слоя

и т. п. при работе излучают сильный шум. Снижение шума передвижных компрессоров достигают путем применения несложных дополнений к конструкции. На рис. 90 показан малошумный компрессор фирмы «Демаг». Его особенностью является наличие закрытого капота в рабочем положении, который препятствует распространению шума машины. Воздух, необходимый для охлаждения машины, подается и отводится через заглушенные патрубки. На внутренней поверхности капота нанесено вибродемпфирующее покрытие. Выхлоп осуществляется через эффективный глушитель. По данным

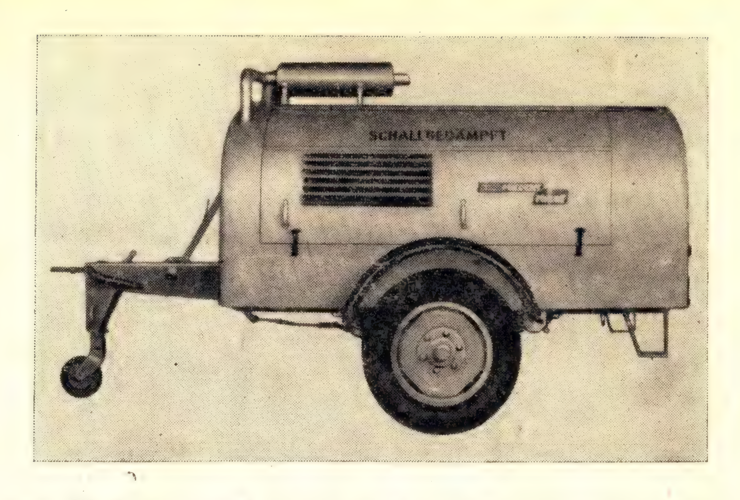


Рис. 90. Передвижной компрессор с устройствами, снижающими шум

фирмы, в 7 м от работающего компрессора уровень звукового давления не превышает 70 дБА. В тех случаях, когда компрессор не имеет соответствующих шумоглушащих устройств, для защиты от его шума могут применяться акустические экраны (рис. 91).

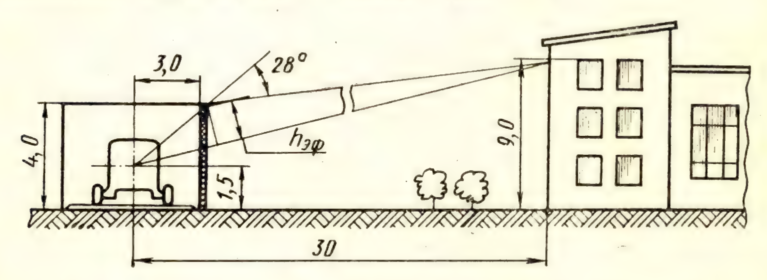


Рис. 91. Схема закрытия экраном передвижного компрессора

Для расчета эффективности экрана можно использовать график, приведенный на рис. 15.

Более радикальным способом снижения шума передвижных энергетических агрегатов — уменьшение его в источнике.

В настоящее время широкое распространение получили дизельные электростанции, размещенные в кузове

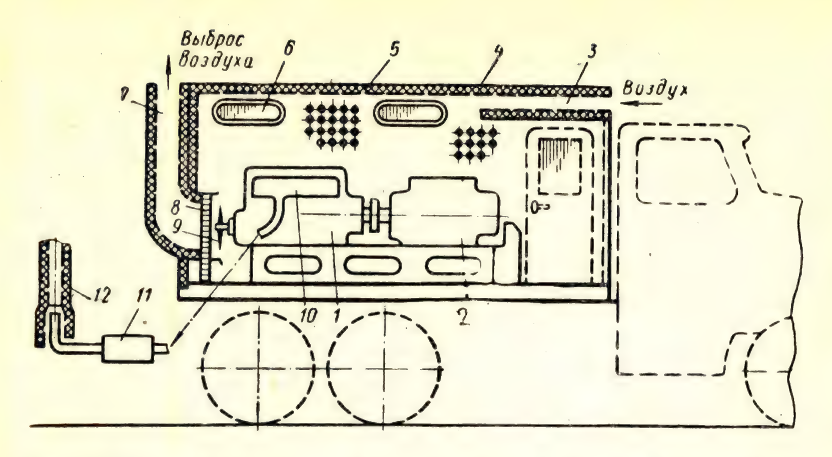


Рис. 92. Схема расположения оборудования дизельной электростанции с учетом снижения шума:

1 — двигатель; *2* — генератор; *3* — всасывающий канал с акустической облицовкой; *4* — корпус; *5* — звукопоглощающая облицовка; *6* — смотровое окно; *7* — канал выброса воздуха; *8* — радиатор; *9* — вентилятор; *10* — выхлопной коллектор; *11* — глушитель; *12* — дополнительный глушитель

автомашины или прицепа. Одна из таких дизельных электростанций с мощностью генератора около 100 кВт излучала сильный шум. На расстоянии 50 м от машины уровень звукового давления был следующий:

Среднегеометрическая частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Измеренный уровень звукового давления, дБ	72	70	62	68	72	63	70	64

Такой шум, исходящий от дизельной электростанции, для конкретных условий был недопустим. Была поставлена задача доведения его до уровней, соответствующей кривой ПС-45 (предельно допустимого значения для жилых районов в ночное время) на расстоянии 50 м от машины. Было установлено, что источниками шума, интенсивность которых приблизительно одинакова, являлся глушитель выхлопа, дизель и генератор, шум от которых излучался через проемы кузова. При ликвидации шума, излучаемого из глушителя выхлопа, оставался шум дизеля и генератора, излучаемый из кузова через окна и проемы для вентиляции и выброса

воздуха от вентилятора обдува радиатора. Внутри кузова уровень звукового давления на средних частотах достигал 110—115 дБ.

Схема шумоглушения такого агрегата приведена на рис. 92. В передней части кузова предусмотрен канал со звукопоглощающей облицовкой, через который осуществляют забор воздуха в кузов. Часть имеющихся в кузове окон была заделана, а несколько оставшихся на время работы плотно закрывали. Для выброса воздуха, охлаждающего двигатель и водяной радиатор, предусмотрен канал с плавным поворотом и акустической облицовкой. Кроме того, для уменьшения шума внутри кузова все свободные поверхности были покрыты эффективной звукопоглощающей облицовкой. Удалось покрыть около 70% поверхности стен и потолка.

Измерения после выполнения мероприятий по шумоглушению показали, что уровень звукового давления шума, излучаемого машиной, в радиусе 50 м ни на одной из частот не превышает значения кривой ПС-45.

Рассмотренный пример показывает возможность уменьшения шума таких передвижных энергетических агрегатов, как дизельные электростанции, без существенной переделки имеющихся конструкций. Если эту задачу поставить при разработке проекта машины, то ее можно с успехом решить сравнительно простыми средствами при небольшом увеличении стоимости. Подобным образом можно уменьшить шум и других агрегатов: сварочных генераторов, компрессоров и т. п.

При разработке конструкции малошумных машин необходимо учитывать, что величину снижения шума всего агрегата будет лимитировать звукоизолирующая способность стенок кузова. Для уменьшения веса машины обычно стенки кузова делают минимальной толщины, что противоречит требованиям высокой звукоизоляции. Необходимо применять слоистые конструкции ограждений кузова, например алюминиевые листы с заключенным между ними слоем пенопласта. Целесообразно также покрывать внутреннюю поверхность кузова слоем вибродемпфирующей мастики. При недостаточной звукоизоляции кузова, его сравнительно большая поверхность будет излучать шум больший, чем другие источники — каналы всасывания и глушитель выхлопа, так как в принципе их заглушение не представляет больших технических трудностей.

4. СТАЦИОНАРНЫЕ ГАЗОВЫЕ ТУРБИНЫ

Стационарные газовые турбины широко применяют в качестве приводов для электрических генераторов, компрессорных и других машин. Во всех случаях их использования необходимо принимать меры по снижению шума.

В отличие от реактивных двигателей, выхлопная сторона стационарной газовой турбины является значительно меньшим источником шума, чем сторона всасывания. Это происходит из-за почти полного срабатывания энер-

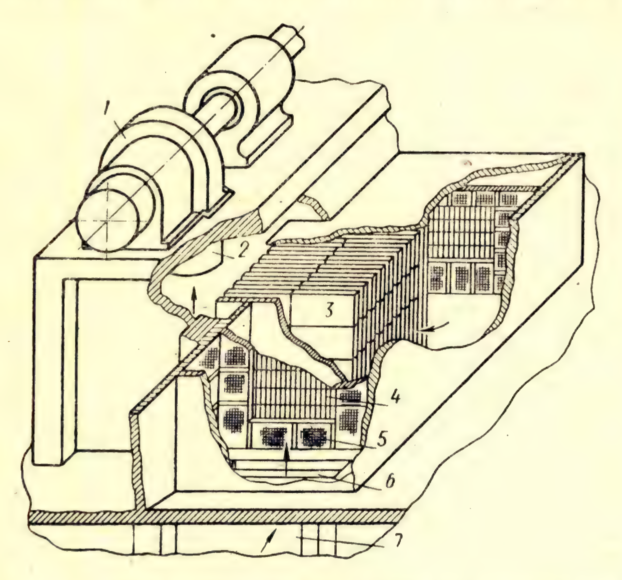


Рис. 93. Схема размещения глушителей во всасывающей камере газотурбинной установки:

1 — компрессор газовой турбины; *2* — всасывающий патрубок; *3* — щиты со звукопоглотителем; *4* — масляные фильтры; *5* — звукопоглощающая облицовка камеры; *6* — проем для прохода воздуха; *7* — зона всасывания (из подвала).

гии рабочего тела в ступенях турбины, а также из-за наличия в газовом тракте ряда теплообменных устройств и высоких дымовых труб, в которых происходит дополнительная потеря звуковой энергии струи.

Значительно большие сложности представляет снижение шума со стороны всасывания, где звуковая мощность, излучаемая компрессором, достигает уровня 130 дБ и более. Снижение шума со стороны всасывания

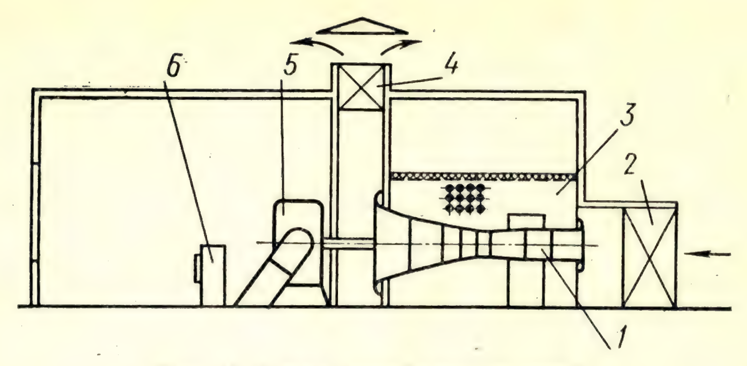


Рис. 94. Схема газовой компрессорной:

1 — газовая турбина; *2* — глушители всасывания; *3* — щиты с облицовкой, закрывающие турбину; *4* — глушители в шахте выхлопа; *5* — нагнетатель; *6* — пульт управления

обычно достигают применением устройства глушителя шума и облицовкой внутренних ограждений воздухозаборных камер звукопоглощающими облицовками. На рис. 93 приведена схема оборудования средствами шумоглушения камеры всасывания газотурбинной установки электростанции. Системы перепуска и выброса воздуха в атмосферу оборудуют пластинчатыми или вертикальными глушителями соответствующих размеров. Меры по звукоизоляции помещения, в которых размещена газотурбинная установка, не отличаются от применяемых на испытательных станциях турбовинтовых и турбореактивных двигателей.

За последние годы на магистральных газопроводах применяют газовые компрессорные станции, в которых используют газовые турбины в качестве привода компрессоров и нагнетателей. На одной такой станции, построенной в Голландии, закрыли специальными щитами со звукопоглощающей облицовкой производящую большой шум газовую турбину фирмы «Ролс-Ройс» (рис. 94), в результате чего в машинном зале, где расположены нагнетатели и все системы управления машинами, шум не превышает 65—70 дБ*А*. Шум нагнетателя, корпус которого выполнен из чугуна, не прослушивается на фоне шума зала. При этом нет необходимости выделять пультовые или кабины наблюдения. Щиты, которыми огорожена газовая турбина, сделаны из стали толщиной 3 мм, внутренняя облицовка имеет толщину около 100 мм. Для доступа к турбине в щитах имеются двери повышенной звукоизоляции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Борьба** с шумом. Сб. под ред. Е. Я. Юдина. М., Стройиздат, 1964, 687 с.
2. **Борьба** с шумами и вибрациями. М., Стройиздат, 1966, 411 с.
3. **Зинченко В. П., Захаров В. К.** Снижение шума на судах. М., «Судостроение», 1968, 139 с.
4. **Клюкин И. И.** Борьба с шумом и звуковой вибрацией на судах. Судпромгиз, 1961, 340 с.
5. **Осипов Г. Л.** Защита зданий от шума. М., Стройиздат, 1972, 211 с.
6. **Осипов Г. Л.** Шумы и звукоизоляиция. М., Стройиздат, 1967, 102 с.
7. **Прутков Б. Г., Шишкин А. И., Осипов Г. Л., Карагодина И. Л.** Шумозащита в градостроительстве. М., Стройиздат, 1966, 114 с.
8. **Славин И. И.** Производственный шум и борьба с ним. М., Профиздат, 1955, 334 с.
9. **Указание** по акустическому расчету вентиляционных установок. СН-399-69. М., Стройиздат, 1970, 47 с.
10. **Целлер В.** Техника борьбы с шумом. Пер. с французского. М., Стройиздат, 1958, 409 с.
11. **Шумоглушение.** Труды Гипронииавиапрома. Вып. I. М., изд. Гипронииавиапрома, 190 с.
12. **Шумоглушение.** Труды Гипронииавиапрома. Вып. VII. М., изд. Гипронииавиапрома, 1970, 236 с.
13. **Юдин Е. Я.** Глушение шума вентиляционных установок. М., Госстройиздат, 1958, 160 с.
14. Lörmbekämpfung. Autorenkollektiv Leitung W. Schirmer. Berlin. Verlag Tribüne, 1971, 538 s.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Алексей Сергеевич Погодин

ШУМОГЛУШАЩИЕ УСТРОЙСТВА

Редактор издательства *Г. Ф. Зонтова*
Технический редактор *Л. Т. Зубко*
Корректор *А. М. Усачева*
Обложка художника *В. Б. Торгашова*

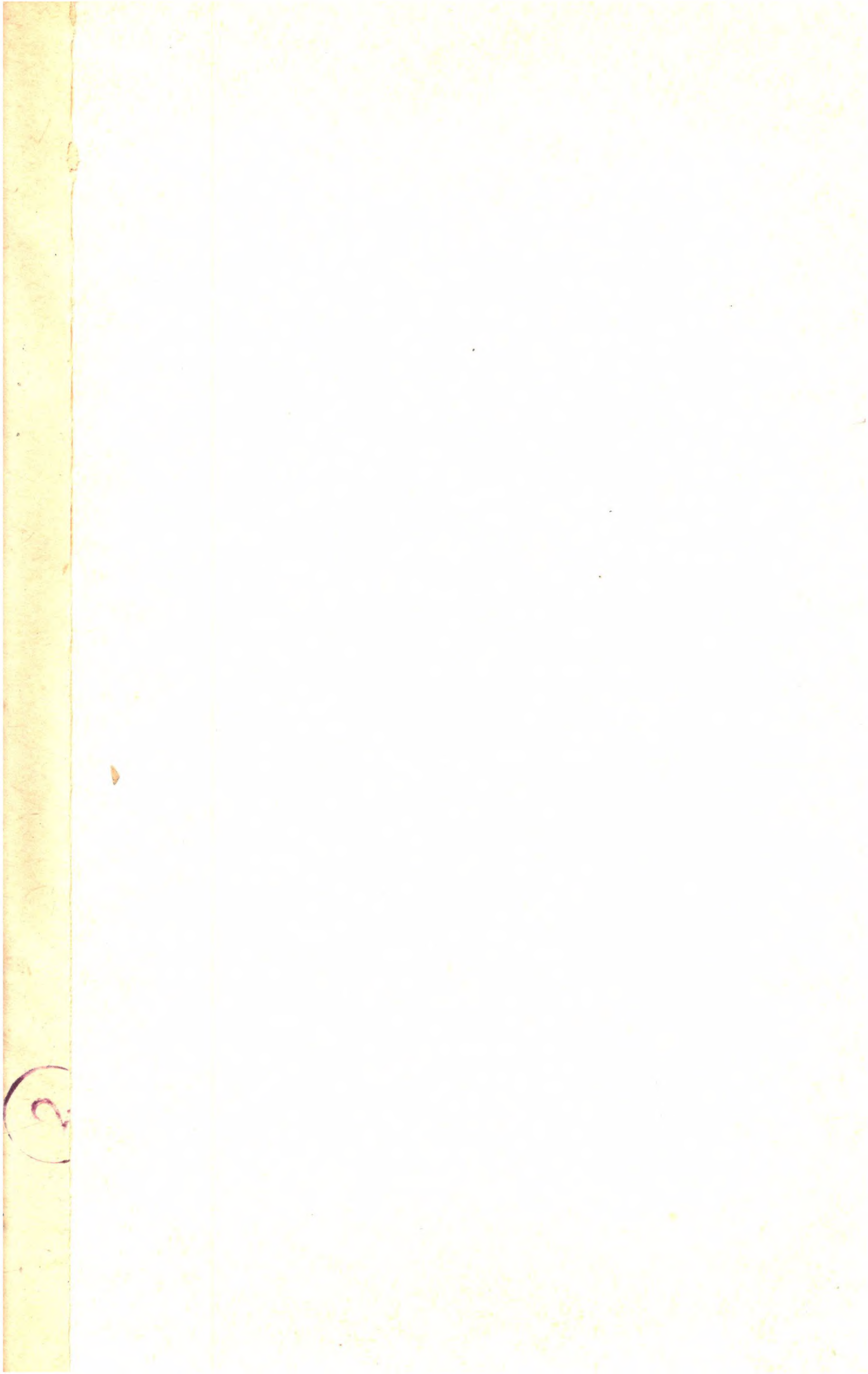
■

Сдано в набор 21/III 1973 г.
Подписано к печати 21/VI 1973 г. Т-10336.
Формат 84×108[1]/32 Бумага № 2
Усл. печ. л. 9,24 Уч.-изд. л. 9,05
Тираж 19 000 экз. Заказ № 566.
Цена 45 коп.

■

Издательство «Машиностроение»,
Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

Московская типография
«Союзполиграфпрома» при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии
и книжной торговли.
Москва, К-51, Цветной бульвар, д. 26.



45 коп.



МАШИНОСТРОЕНИЕ